

PR.I.M.E3: Sottosistema Ventilazione Naturale e Raffrescamento Passivo

*Original*

PR.I.M.E3: Sottosistema Ventilazione Naturale e Raffrescamento Passivo / Grosso, Mario; Simonetti, Marco; Chiesa, Giacomo. - ELETTRONICO. - (2014).

*Availability:*

This version is available at: 11583/2572747 since:

*Publisher:*

*Published*

DOI:

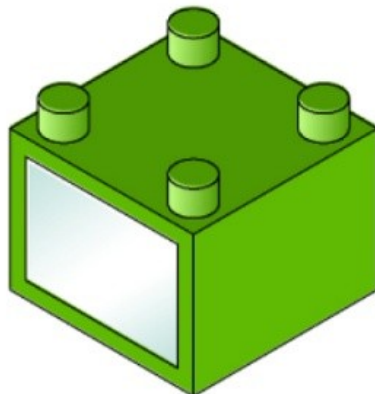
*Terms of use:*

openAccess

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

*Publisher copyright*

(Article begins on next page)



## PR.I.M.E<sup>3</sup>

PRocedure Innovative per Moduli Edilizi Energeticamente efficienti ed Ecocompatibili

BANDO EFFICIENZA ENERGETICA IN AREE URBANE

**M.A.T.T.M.** Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare

CIG: **3334672263** CUP: **F81C07000110003**

### **SOTTOSISTEMA VENTILAZIONE NATURALE E RAFFRESCAMENTO PASSIVO**

*Responsabile Unità Operativa Politecnico di Torino: Prof. Arch. Mario Grosso*

*Gruppo di Lavoro:*

*prof. arch. Mario Grosso*

*ing. Marco Simonetti, assegnista di ricerca*

*arch. Giacomo Chiesa, dottorando*

*Torino, 30/12/2013*

## Indice

1. Introduzione
  - 1.1. La climatizzazione degli edifici e il contesto energetico italiano
  - 1.2. Il ruolo dei sistemi di climatizzazione passiva e ibrida
2. H-NAC-wall: concetto, componenti ed integrazione architettonica
3. Il Laboratorio di prova: apparecchiature e metodologia di analisi e misura
4. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: Il componente LoPHEX
5. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: Il componente LHAdT
6. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: il componente Rain-Shaft
7. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: configurazione globale e funzionamento integrato
8. Riferimenti bibliografici

## 1. Introduzione

L'obiettivo della ricerca, per quanto riguarda il sottosistema *Ventilazione Naturale e Raffrescamento Passivo* (VNRP), è, come cita il documento di proposta (Cap. 1), "la realizzazione di un intervento edilizio capace di rispondere alle esigenze di comfort degli ambienti confinati in periodi di surriscaldamento, utilizzando le risorse climatiche e, quindi, il minimo di energia esogena da fonti non-rinnovabili, producendo un inquinamento atmosferico quasi nullo, di molto inferiore rispetto alla maggioranza degli edifici esistenti. Il sottosistema si compone di due ambiti funzionali: Ventilazione Naturale Controllata (VNC) e Raffrescamento Ventilativo Microclimatico (RVM)".

Nel corso della ricerca, la suddivisione suesposta dei due ambiti funzionali è stata superata per giungere ad una composizione più complessa del sottosistema, coerente con un approccio integrato, passivo/ibrido, tale da soddisfare l'obiettivo del comfort termo-igrometrico nell'arco dell'intero anno con l'utilizzo di fonti rinnovabili (solari) e l'eventuale, minimo, impiego di elettricità per la movimentazione dell'aria. Tale approccio si è focalizzato sullo sviluppo di un sistema-parete denominato H-NAC (Hybrid-Natural Air Contidioning), come variante evocativa ai sistemi convenzionali denominati, in inglese, HVAC (Heating Ventilation Air Conditioning).

Il Sistema-parete H-NAC è composto dai seguenti sottosistemi, progettati e testati separatamente in laboratorio:

- scambiatore di calore a bassissima pressione, denominato con l'acronimo "**LoPHEx**" (Low Pressure Heat Exchanger);
- elemento composto da celle ad adsorbimento per il controllo dell'umidità e il trasferimento del calore latente, denominato con l'acronimo "**LHAdT**" (Latent Heat Adsorption Transfer);
- sistema di raffrescamento evaporativo a deflusso naturale, denominato "**Rain Shaft**".

Di seguito sono riportati, dopo un'analisi generale sullo stato dell'arte dei sistemi passivi per la climatizzazione degli edifici nell'ambito del contesto dell'efficienza energetica nel settore edilizio in Italia, per ciascuno dei sottosistemi sopra indicati: stato dell'arte della tecnologia specifica, metodologia e risultati delle analisi e prove effettuate in laboratorio, a livello di prototipi. Un capitolo conclusivo illustra il sistema-parete H-NAC nel suo funzionamento integrato, inclusa descrizione del progetto esecutivo impiantistico del sistema stesso.

## 1.1. La climatizzazione degli edifici e Il contesto energetico italiano

Gli impieghi finali di energia in Italia nel periodo 1997-2012 (Fig. 1.1) hanno avuto un andamento crescente del consumo finale fino al 2005 (146,6 Mtep), seguito da una progressiva diminuzione, con un'unica eccezione nel 2010, anno in cui si è manifestato un effetto rimbalzo dopo la forte contrazione del 2009 [ENEA, 2013]. Tuttavia, a fronte di una significativa contrazione dell'industria (da 37,2 a 30,2 Mtep, -18,9 %), si è registrato un aumento di circa un quarto nel settore civile (da 37,5 a 46,9 Mtep, + 24,9%). In termini percentuali, quest'ultimo settore rappresentava, nel 2012, più di un terzo (36,7%) del totale degli impieghi finali di energia (Fig. 1.2).

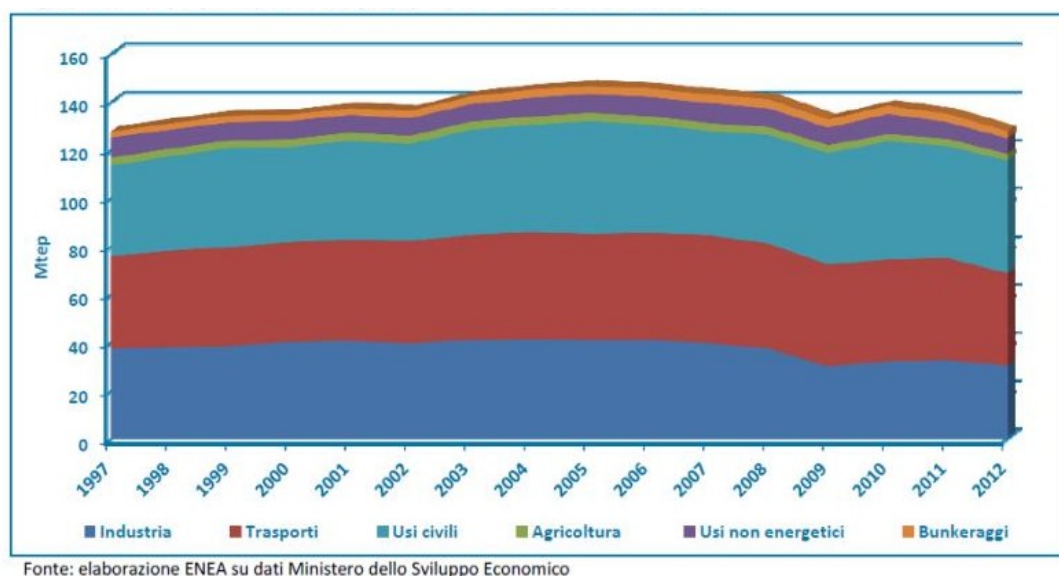


Fig. 1.1 – Impieghi finali di energia in Italia, per settore, 1997-2012.

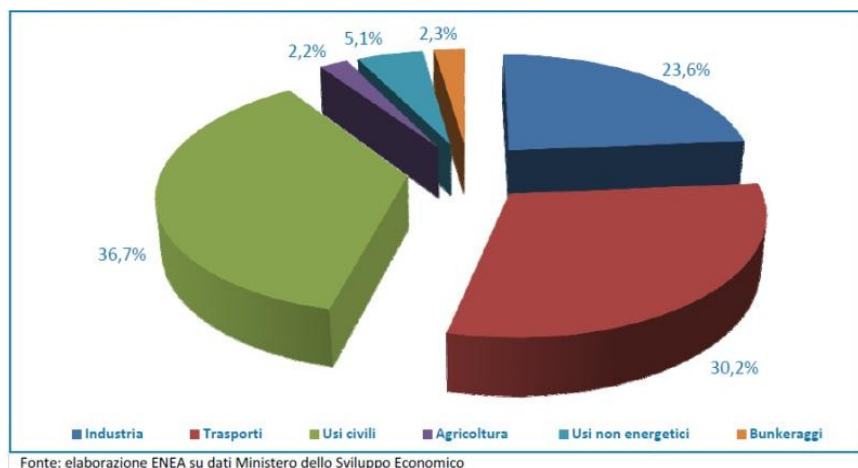


Fig. 1.2 – Ripartizione degli impieghi finali d'energia in Italia, per settore, 2012.

A tale trend hanno contribuito in modo significativo i consumi finali di energia elettrica, che sono stati caratterizzati da variazioni annuali in decremento nell'ultimo decennio, rispetto al precedente, per quel che riguarda il settore industriale, mentre sono stati in crescita costante nel settore civile, in particolare in quello terziario (Tab. 1.1) [TERNA, 2013].

Tab. 1.1 – Dinamica dei consumi e dell'intensità di energia elettrica in Italia, per settore, 1992-2012.

	dinamica v.a. 1992-2002	dinamica intensità elettrica 1992-2002	dinamica consumi energia elettrica 1992-2002
<b><i>dal 1992 al 2002</i></b>	tma %	tma %	tma %
industria beni intermedi	1,9	-0,4	1,4
industria beni finali	0,7	2,4	3,1
industria	1,0	1,3	2,3
terziario	1,9	2,3	4,2
domestico	1,3	-0,1	1,2
agricoltura	0,8	0,4	1,2
<b>TOTALE</b>	<b>1,6</b>	<b>0,8</b>	<b>2,5</b>
	dinamica v.a. 2002-2012	dinamica intensità elettrica 2002-'12	dinamica consumi energia elettrica 2002-'12
<b><i>dal 2002 al 2012</i></b>	tma %	tma %	tma %
industria beni intermedi	-1,0	-1,0	-2,0
industria beni finali	-1,1	0,2	-0,9
industria	-1,1	-0,4	-1,4
terziario	0,4	3,1	3,5
domestico	0,0	1,0	1,0
agricoltura	-0,4	2,3	1,9
<b>TOTALE</b>	<b>0,0</b>	<b>0,6</b>	<b>0,5</b>
<i>* dinamica dei consumi delle famiglie</i>			
<i>Fonte per dati economici di consuntivo: ISTAT Conti Economici Nazionali (marzo 2013)</i>			
<i>^ Fonte Prometeia; luglio 2013</i>			

Tale trend è confermato anche in previsione, sia in uno scenario di sviluppo (secondo il modello di consumo attuale) (Tab. 1.2a), sia in uno scenario d'incremento dell'efficienza energetica del sistema (scenario base) (Tab. 1.2b).

Tabella 1.2a – Previsione settoriale dei consumi di energia elettrica [TERNA, 2013].

<b>Scenario di sviluppo</b>				
	<b>2012</b>	<b>2018</b>	<b>2023</b>	<b>2012-2023</b>
	(TWh)	(TWh)	(TWh)	t.m.a. %
<i>Agricoltura</i>	5,9	6,0	6,1	0,2
<i>Industria</i>	130,8	126,9	134,9	0,3
<i>beni intermedi</i>	58,3	55,0	57,1	-0,2
<i>non di base e altre</i>	72,5	71,8	77,8	0,6
<i>Terziario</i>	101,0	113,1	133,7	2,6
<i>Domestico</i>	69,5	70,6	75,3	0,7
<i>Totale consumi</i>	307,2	316,6	350,0	1,2
perdite di rete	21,0	19,2	19,9	-0,5
<b>ITALIA</b>	<b>328,2</b>	<b>335,8</b>	<b>370,0</b>	<b>1,1</b>

Tabella 1.2b - Previsione settoriale dei consumi di energia elettrica [TERNA, 2013].

<b>Scenario BASE</b>				
	<b>2012</b>	<b>2018</b>	<b>2023</b>	<b>2012-2023</b>
	(TWh)	(TWh)	(TWh)	t.m.a. %
<i>Agricoltura</i>	5,9	6,0	6,1	0,2
<i>Industria</i>	130,8	121,3	123,8	-0,5
<i>beni intermedi</i>	58,3	53,8	54,9	-0,5
<i>non di base e altre</i>	72,5	67,5	68,9	-0,5
<i>Terziario</i>	101,0	107,6	118,7	1,5
<i>Domestico</i>	69,5	69,1	70,9	0,2
<i>Totale consumi</i>	307,2	304,0	319,5	0,4
perdite di rete	21,0	18,8	19,0	-0,9
<b>ITALIA</b>	<b>328,2</b>	<b>322,8</b>	<b>338,5</b>	<b>0,3</b>

I fattori che hanno determinato gli andamenti sopra evidenziati sono molteplici e quello più determinante, alla base del decremento dei consumi nel settore industriale, è senz'altro la crisi economica. Più complessa è la situazione concernente il settore civile, le cui problematiche energetiche sono strettamente connesse agli obiettivi del progetto di ricerca PRIME<sup>3</sup>. In tale ottica, si può sottolineare come, nei consumi elettrici di tale settore, ha pesato, e pesa anche in prospettiva, più che la recessione economica, l'adattamento della domanda di energia elettrica all'incremento della richiesta di condizioni di comfort ambientale, a fronte sia dell'evoluzione tecnologica, che sposta progressivamente i sistemi di climatizzazione (anche invernale) verso la fonte elettrica (si veda l'incremento dell'utilizzo delle pompe di calore reversibili), sia dei cambiamenti climatici in atto, che inducono una crescente domanda di climatizzazione estiva.

Ciò è evidenziato dall'andamento delle ore di utilizzazione della potenza alla punta estiva e invernale (Fig. 1.3), da cui si evince che, nonostante le tendenze di fondo (linea continua spessa, indicante la media sui cinque anni) evidenzino un incremento dell'utilizzo invernale, osservando le medie mobili (linee tratteggiate, rappresentanti le variazioni annuali), l'andamento di tipo asintotico che si manifesta negli ultimi due-tre anni vede prevalere la media mobile delle ore estive quale indicatore più gravoso per il sistema elettrico [TERNA, 2013].

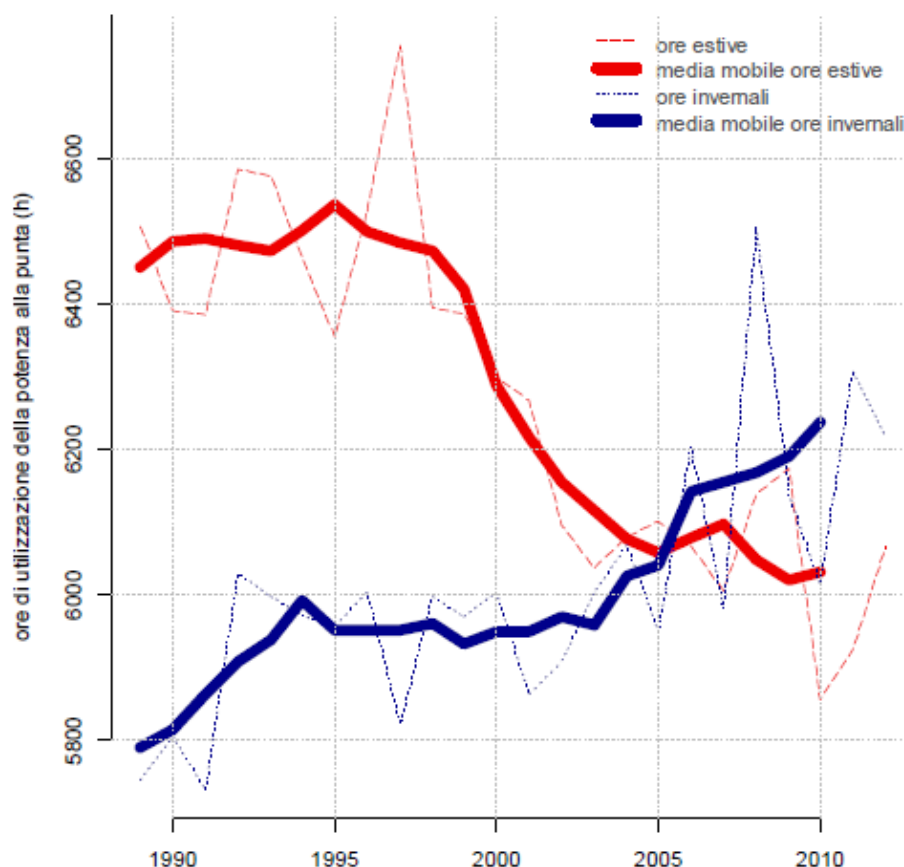


Fig. 1.3 – Ore di utilizzazione della potenza elettrica alla punta estiva e invernale, in Italia: 1990-2010 (proiezione 2013)



Tale trend caratterizza anche le previsioni al 2019 [TERNA, 2013], sulla base di scenari di inverno medio e estate torrida (Fig. 1.4), che portano ai dati di potenza di punta riportati, per i vari anni, in tabella 1.3.

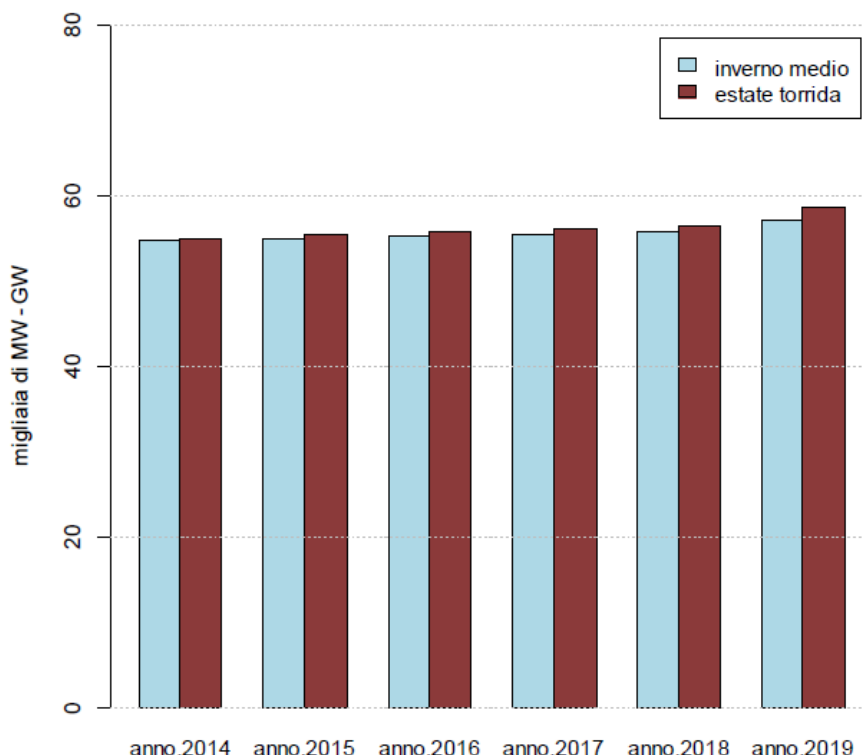


Fig. 1.4 – Previsione della domanda di potenza 2014-2019 (GW) in Italia (scenario sviluppo) [TERNA, 2013]

Tab. 1.3 - Previsione della domanda di potenza 2014-2019 (GW) in Italia (scenario sviluppo) [TERNA, 2013]

	inverno medio	estate torrida
	migliaia di MW (GW)	
2014	54,6	54,9
2015	54,9	55,3
2016	55,2	55,7
2017	55,5	56,1
2018	55,7	56,5
2019	57,1	58,6

Il dato d'incremento del consumo di energia elettrica e delle ore di utilizzo di punta, sia invernale, sia estivo, è coerente con i dati del mercato dei condizionatori nell'ultimo decennio, il quale, nonostante il calo negli ultimi anni, porta a uno stock cumulato crescente di unità funzionanti in Italia (Fig. 1.5) [ANIMA, 2013].



Fig. 1.5 – Fatturato dei condizionatori (climatizzatori a condensazione ad aria, split, multisplit) in Italia: 2006-2012.

## Il ruolo dei sistemi di climatizzazione passiva e ibrida

Nel contesto descritto al § 1.1, i sistemi di climatizzazione passiva e ibrida assumono un ruolo significativo, in quanto strumenti utili alla riduzione dei consumi energetici, ed elettrici in particolare, essendo basati principalmente su meccanismi di trasferimento termico “naturale”, coinvolgenti la struttura edilizia in quanto tale e risorse climatiche quali l’energia solare e i movimenti d’aria, integrati – nei sistemi ibridi – da apparecchiature per la movimentazione dei flussi d’aria (ventilatori) e del fluido termovettore (nel caso di integrazione con sistemi solari attivi).

I sistemi di climatizzazione passiva/ibrida si distinguono e si classificano in relazione al tipo d’utilizzo (riscaldamento, raffrescamento), alla fonte energetica, al meccanismo di trasferimento del calore, al tipo di movimentazione del flusso (aria) e del fluido (acqua), all’elemento edilizio primariamente interessato. Per un’analisi dettagliata di tali sistemi, che esula dalla trattazione di questo rapporto, si rimanda all’ampia letteratura, peraltro esaminata nell’ambito della ricerca, riportata nei riferimenti bibliografici. In tab. 1.4, se ne riporta una classificazione sintetica, con le principali categorie descrittive.

Tab. 1.4 – Classificazione dei sistemi di climatizzazione passiva/ibrida

UTILIZZO	SISTEMA	FONTE ENERGETIC A/ POZZO TERMICO	MECCANISMO DI TRASFERIMENTO DEL CALORE SENSIBILE	MECCANISMO DI CIRCOLAZIONE PREVALENTE DEL FLUIDO TERMOMETTORE		ELEMENTO EDILIZIO PRIMARIO	ELEMENTO IMPIANTISTICO INTEGRATO
				aria	acqua		
RISCALDAMENTO	Serra solare (incremento diretto)	SOLARE	irraggiamento	-	-	Pareti vetrate: esterna/tra serra e vano interno	-
	Serra solare (accumulo/ convettiva)		irraggiamento	movimento orizzontale tra vani	-	Parete vetrata esterna/parete opaca tra serra e vano interno	Ventilatore d'estrazione aria calda da serra
	Muro Trombe- Michel				conduzione	-	Parete esterna massiva con griglie e vetratura su intercapedine (sud)
	Parete camino-solare		convezione	movimento verticale in vano (forza di galleggiamento)	-	Parete massiva in retro di vano vetrato alla sommità di un camino	-
	Facciata ventilata attiva		Irraggiamento convezione		-	Doppia pelle vetrata di facciata multipiano con griglie di ventilazione	-
	Accumulo tetto		irraggiamento conduzione convezione	-	convezione interna all'elemento	Vasca d'acqua in copertura	-
	Parete ad acqua					Parete-contenitore d'acqua esterna	-
RAFFRESCAMENTO	Ventilazione notturna della massa	ARIA (a $T_a < T_{set\ point}$ )	convezione conduzione irraggiamento	movimento esterno-interno (vento, forza di galleggiamento)	-	Solaio/pavimento massivo	-
	Scambiatori geotermici orizzontali	TERRENO (profondità < 2,5 m)	conduzione convezione	circolazione forzata	-	-	UTA con ventilatore d'estrazione dedicato
				-	circolazione forzata	-	Pompa di circolazione dedicata
	Sistema evaporativo a caduta d'aria	ACQUA nebulizzata	convezione passaggio di stato	movimento verticale in vano	-	Vano tecnico verticale	Ventilatore in mandata
	Scambiatore radiativo	CIELO NOTTURNO	irraggiamento convezione	circolazione forzata	-	Collettore senza vetro su falda di copertura	Ventilatore in mandata
-				circolazione forzata	Pompa di circolazione		

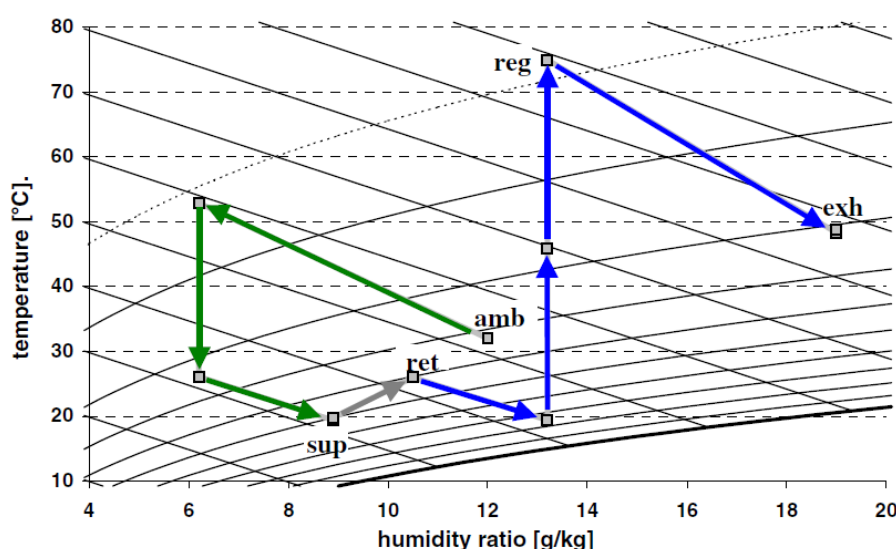
Il sistema-parete H-NAC, progettato e testato a livello di prototipo nella ricerca PRIME<sup>3</sup>, associa alcune delle funzioni dei sistemi sopra elencati; in particolare: la parete-camino solare e il sistema evaporativo a caduta d'aria. Tuttavia, esso si differenzia da tutti i sistemi di climatizzazione passiva "tradizionali" – e ne rappresenta un significativo avanzamento rispetto allo stato dell'arte – per le seguenti principali caratteristiche:

- integra le funzioni di riscaldamento e raffrescamento;
- include il recupero di calore a bassa pressione – cioè, con portate d'aria tipiche della ventilazione naturale – consentendo, quindi, il superamento del principale ostacolo all'applicazione dei sistemi di Ventilazione Naturale Controllata (VNC) in periodo invernale, rappresentato dalle dispersioni termiche prodotte dall'immissione di aria esterna in ambiente;
- include un controllo dell'umidità dell'aria, avvicinandosi a prestazioni estive tipiche dei condizionatori a condensazione.

## 2. H-NAC-wall: concetto, componenti ed integrazione architettonica

La soluzione tecnologica che si intende investigare e sperimentare è quella del raffrescamento deumidificativo a circuito aperto, alimentato da sistemi solari termici (Open Cycle Solar Desiccant Cooling), abbinato al raffrescamento evaporativo (Evaporative Cooling). L'innovazione principale ricercata è quella di ridurre al minimo possibile le perdite di pressione delle sezioni di trattamento, in modo da minimizzare i fabbisogni di energia elettrica, fino al limite teorico di azzerarli completamente.

Lo schema impiantistico generale ed il diagramma di Mollier dei trattamenti ricalca quello di sistemi esistenti ad alta prevalenza, e si può leggere nella figura seguente.



Il sistema opera attraverso uno schema di “carica e dissipazione”, in cui un primo stadio di deumidificazione trasforma una quota di calore latente dell’aria in ingresso in calore sensibile, aumentando la temperatura del flusso. Così facendo, si rende possibile una dissipazione del calore più conveniente ed efficace nello stadio successivo di scambio termico sensibile, dato che, a quasi parità di entalpia (si verifica un leggero aumento dovuto al calore accumulato nel deumidificatore), si sono aumentati i differenziali di temperatura rispetto ai tipici pozzi termici naturali disponibili.

### Configurazione spaziale

La configurazione compatta verticale è stata battezzata *H-NAC (Hybrid-Natural Air Conditioning) Wall*.

Nel corso delle ricerche preliminari per la definizione di una o più soluzioni progettuali/impiantistiche del sistema H-NAC-Wall al fine di individuare lo/gli schemi atti a essere testati, si sono sviluppati quattro schemi principali di funzionamento del sistema. Le varianti si differenziavano per numero di flussi d’aria, scelta dei sottosistemi di assorbimento/adsorbimento, rigenerazione e movimentazione dell’aria, oltreché per organizzazione dei flussi, organizzazione spaziale e gestione dell’integrazione con l’edificio.

Al termine della fase preliminare una serie di componenti è emersa come la più promettente. Essi sono:

- Stadio di deumidificazione ad adsorbimento a letto fisso, doppia camera, a zeoliti o silica-gel (stadio LAHdT)
- Sottosistema di rigenerazione del LAHdT basato su flusso d'aria caldo generato da collettori solari termici ad aria o, in alternativa, basato su riscaldamento diretto del letto adsorbente tramite circolazione interna con acqua calda generata da collettori solari termici ad acqua
- Sottosistema di raffrescamento adiabatico evaporativo a deflusso naturale (stadio *Rain-Shaft*)
- Sottosistema di scambio termico sensibile a bassa pressione (LoPHEX)
- Sistema ausiliario di integrazione elettrica con produzione da fotovoltaico
- Sistema ausiliario di movimentazione dell'aria basato sul riscaldamento solare dell'aria (*Solar Chimney*)

Dato che si è voluto sfruttare il più possibile i gradienti naturali di pressione ed i conseguenti moti dell'aria, si è svolto uno studio sulle esigenze funzionali dei sottosistemi di questa lista ristretta.

### **Desiccant**

La posizione del desiccant può, se preso singolarmente, essere sia nella parte alta dell'edificio, sia nella parte bassa. Gli unici vincoli che si hanno sono che l'elemento dovrà avere una presa d'aria dall'esterno ed uno sviluppo verticale.

Proprio quest'ultima caratteristica però, ci porta a scegliere, nella migliore e più efficiente soluzione possibile, la posizione del desiccant in basso rispetto a tutti gli altri elementi. Tale fattore è dovuto al fatto che, avendo l'elemento in questa posizione, si riesce a sfruttare il movimento ascendente che il flusso d'aria acquisisce nell'elemento, per poi proseguire il suo corso naturale verso l'alto, dove si troveranno gli altri elementi.

È quindi la miglior scelta progettuale inserire il desiccant nella parte bassa dell'edificio, pur non escludendo, a seconda di limiti (probabilmente nell'esistente), le altre alternative.

### **Rain shaft**

Analogamente al caso precedente, anche la torretta evaporativa, se presa singolarmente, non necessita di una particolare posizione rispetto all'edificio.

Anche qui, gli unici vincoli imprescindibili sono la necessità di una presa d'aria dall'esterno ed uno sviluppo verticale dell'elemento.

Proprio quest'ultima caratteristica però, ci porta a scegliere, nella migliore e più efficiente soluzione possibile, la posizione del rain shaft in alto rispetto a tutti gli altri elementi. Tale fattore è dovuto al fatto che, avendo l'elemento in questa posizione, si riesce a sfruttare il movimento discendente che il flusso d'aria acquisisce nell'elemento, per poi proseguire il suo corso naturale verso il basso, dove si troveranno gli altri elementi.

È quindi la miglior scelta progettuale inserire il rain shaft in alto rispetto all'edificio, escludendo quasi certamente le altre possibili opzioni.

### **LoPHEx**

Studiando attentamente il funzionamento dell'intero impianto e osservando come si muovono i flussi d'aria all'interno di esso, è possibile subito risalire alla posizione corretta del nostro scambiatore di calore a bassa pressione.

Dovendo infatti ricevere sia aria dal rain shaft e sia dal desiccant, è necessario che il LoPHEx venga posizionato a metà tra i due elementi.

Anche in caso di posizioni non ottimali del desiccant, ovvero quest'ultimo in alto, lo scambiatore dovrà comunque essere più in basso. Si può prendere per corretta e univoca la soluzione sopracitata.

Per quanto riguarda lo sviluppo invece, è possibile, in base a scelte tecnico/progettuali, scegliere di collocare lo scambiatore sia con uno sviluppo orizzontale sia verticale.

Nella prima ipotesi si occuperebbe un maggiore spazio sia in spessore, sia in larghezza dell'impianto; nella seconda invece, lo scambiatore verticale permetterebbe una riduzione di spazi considerevole, essendo non determinante lo sviluppo in altezza.

Per questi motivi si è deciso di adottare, come soluzione ottimale quest'ultima ipotesi.

### **Solar chimney**

Una volta stabilita la corretta posizione degli elementi precedenti, il posizionamento dei restanti verrà di conseguenza.

Il camino solare, dovendo ricevere aria dallo scambiatore e generando un moto naturale ascendente, non potrà che essere posizionato ad una quota di partenza uguale o superiore rispetto al LoPHEx.

Per questo elemento il vincolo di maggiore incidenza sarà l'esposizione. È infatti necessario che il camino solare abbia un'esposizione a Sud; altro fattore determinante al suo funzionamento è la superficie vetrata verso l'esterno. Più essa è ampia, più la naturale ventilazione dell'aria avverrà in modo efficace, garantendo così il tiraggio del rain shaft aiutando il moto discensionale presente in esso.

### **Collettore solare ad aria**

Il vincolo principale di questo elemento è sicuramente l'esposizione e lo sviluppo.

Parlando di condizioni ottimali, il collettore dovrà essere esposto a Sud e con un'inclinazione di 45°.

Se si prendono in considerazione anche le altre condizioni discrete, il collettore potrà assumere diverse connotazioni: potremo trovarlo esposto ad Est, o ad Ovest, o ancora potremo trovarlo piano (0°), o anche su di una parete verticale (90°).

Nel nostro caso, ovvero prendendo in considerazioni gli elementi descritti precedentemente posizionati in maniera ottimale, il collettore solare dovrà situarsi ad un livello superiore del camino solare. Questo non comporta problemi di spazio da momento in cui il collettore deve per forza essere posizionato all'esterno, non influenzando quindi le dimensioni e le altezze dell'edificio.

### **Collettore solare ad acqua**

Questo caso è molto simile al precedente. Il vincolo principale di questo elemento è sicuramente l'esposizione e lo sviluppo.

Parlando di condizioni ottimali, il collettore dovrà essere esposto a Sud e con un'inclinazione di 45°.

Se si prendono in considerazioni anche le altre condizioni discrete, il collettore potrà assumere diverse connotazioni: potremo trovarlo esposto ad Est, o ad Ovest, o ancora potremo trovarlo piano (0°), o anche su di una parete verticale (90°).

Nel nostro caso, ovvero prendendo in considerazioni gli elementi descritti precedentemente posizionati in maniera ottimale, il collettore solare dovrà situarsi ad un livello superiore del camino solare. Questo non comporta problemi di spazio da momento in cui il collettore deve per forza essere posizionato all'esterno, non influenzando quindi le dimensioni e le altezze dell'edificio.

### **Pannello fotovoltaico**

Anche per quanto riguarda i pannelli fotovoltaici il discorso è molto simile.

Parlando di condizioni ottimali, il collettore dovrà essere esposto a Sud e con un'inclinazione di 30°.

Se si prendono in considerazioni anche le altre condizioni discrete, il collettore potrà assumere diverse connotazioni: potremo trovarlo esposto ad Est, o ad Ovest, o ancora potremo trovarlo piano (0°), o anche su di una parete verticale (90°).

In questo caso il collettore non dovrà essere collocato al di sopra del camino solare, ma potrà essere situato in qualsiasi posizione rispetto all'edificio e rispetto agli altri elementi.

La funzione del pannello fotovoltaico potrebbe sostituire quella dei collettori solari: usando delle resistenze esso riuscirebbe comunque a rigenerare gli zeoliti all'interno del desiccant.

### **Matrici funzionali**

Le esigenze spaziali dei singoli elementi vengono riassunte in queste matrici.

ESPOSIZIONE	Desiccant	Coll. Term.	PV	Rain shaft	LoPHEx	Solar chimney	Ducts
SUD	o	+	+	o	o	+	o
EST	o	/	/	o	o	/	o
OVEST	o	/	/	o	o	/	o
NORD	o	-	-	o	o	-	o

SVILUPPO	Desiccant	Coll. Term.	PV	Rain shaft	LoPHEx	Solar chimney	Ducts
ORIZZONT.	-	-	-	-	+	-	+
VERTICALE	+	-	-	+	+	+	+
INCLINATO	/	+	+	/	/	-	-

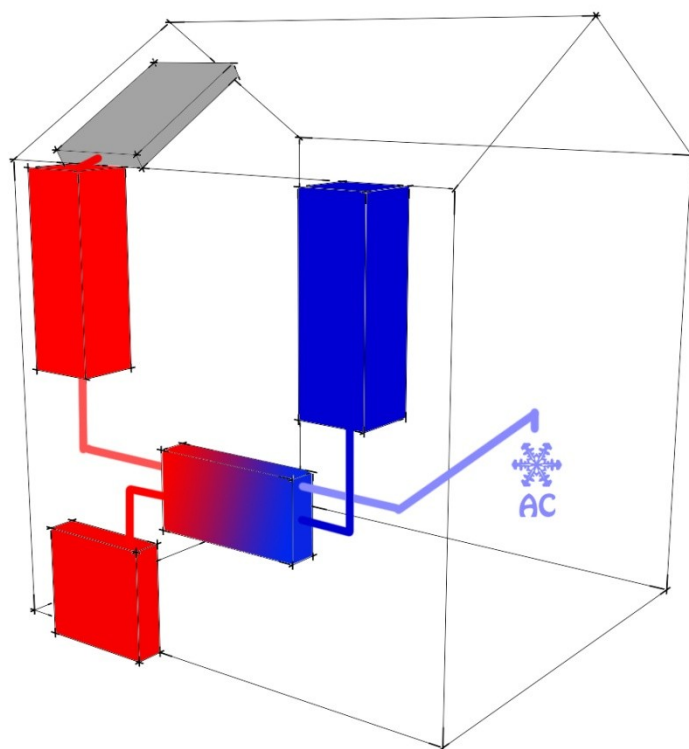
POSIZ. EDIF.	Desiccant	Coll. Term.	PV	Rain shaft	LoPHEx	Solar chimney	Ducts
PAE	SI	NO	NO	SI	NO	NO	+
EX	NO	SI	SI	NO	SI	SI	+
IN ALTO	-	+	+	+	+	+	+
IN BASSO	+	-	-	-	+	-	+
IN PARETE	/	/	/	/	/	+	+
ESTERNO	-	+	+	-	-	+	/

Dove

+	Ottimale
/	Medio
-	Pessimo
O	Indifferente

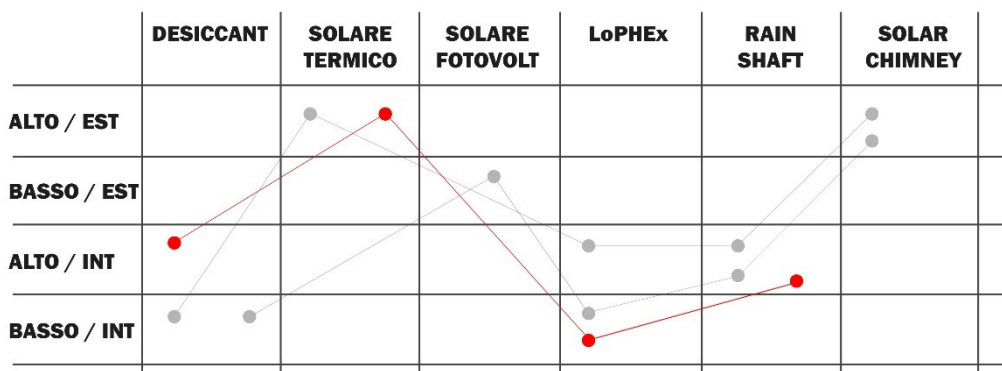
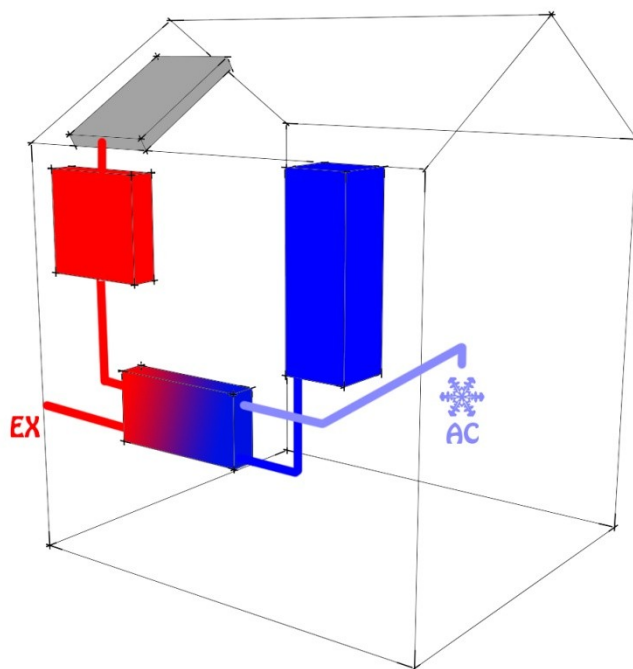
Le possibili configurazioni possono essere tracciate per analizzarle su tabelle come le seguenti, che ipotizzano, per esempio, 3 possibili soluzioni di abbinamento spaziale degli elementi, descritti nei disegni che le precedono.



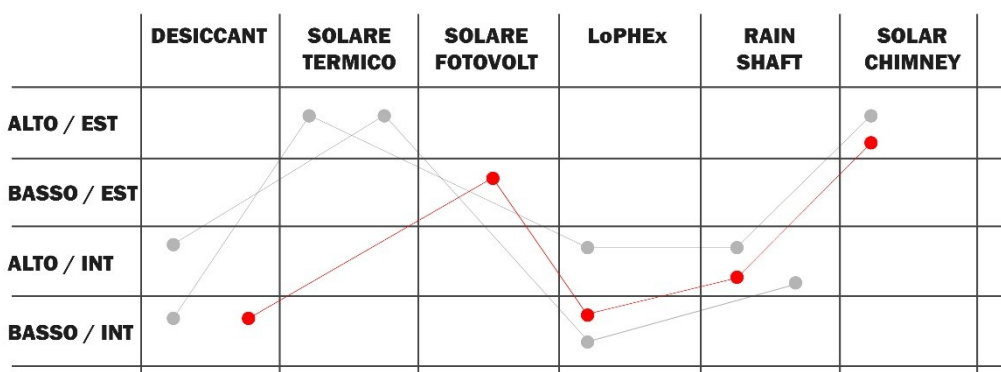
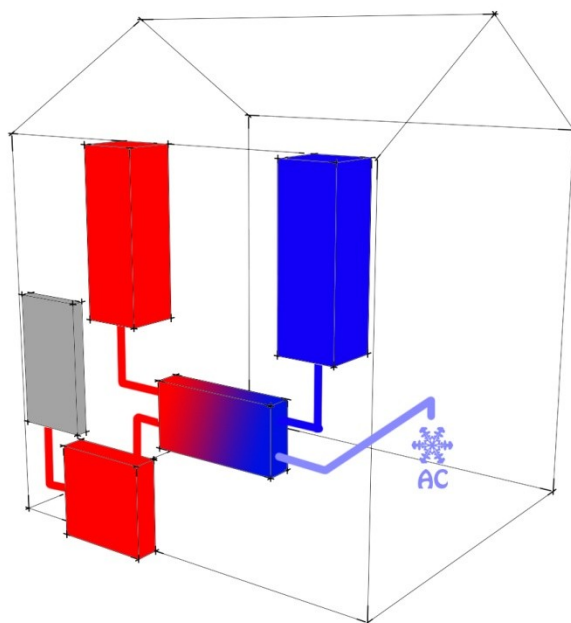


	DESICCANT	SOLARE TERMICO	SOLARE FOTOVOLT	LoPHEX	RAIN SHAFT	SOLAR CHIMNEY
ALTO / EST		●	●			●
BASSO / EST			●			
ALTO / INT	●			●	●	
BASSO / INT	●	●		●		

Opzione 1



Opzione 2



Opzione 3

## Integrazione architettonica del modulo NAC-wall

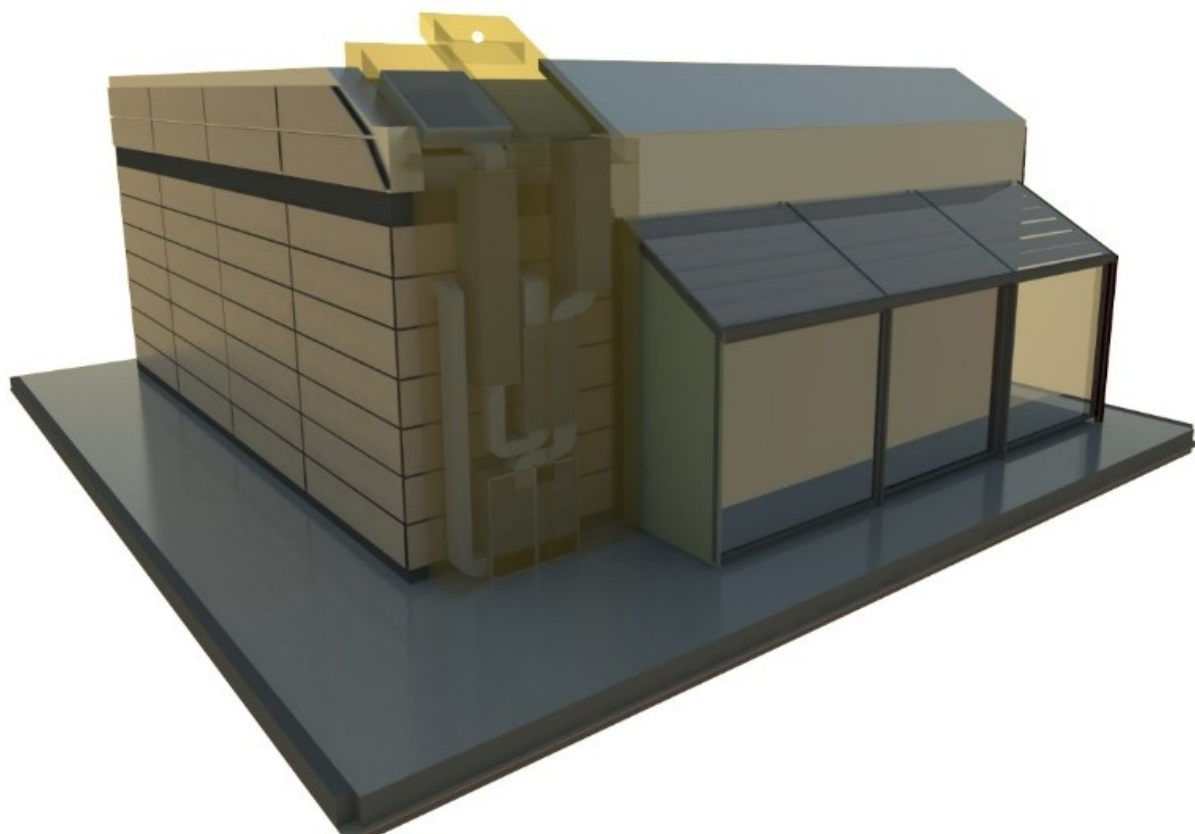
Delle tre configurazioni riportate pocanzi, si è scelto di proseguire con l'opzione 1, di cui si è studiata l'integrazione architettonica con il modulo PRIME3.

La prima scelta progettuale è stata di non sostituire la parete del modulo con il sistema di raffrescamento a parete. Questa scelta ci evita infatti problemi sia dal punto di vista dei ponti termici, sia dal punto di vista tecnologico, dovendo risolvere nodi costruttivi poi troppo complessi e non efficienti.

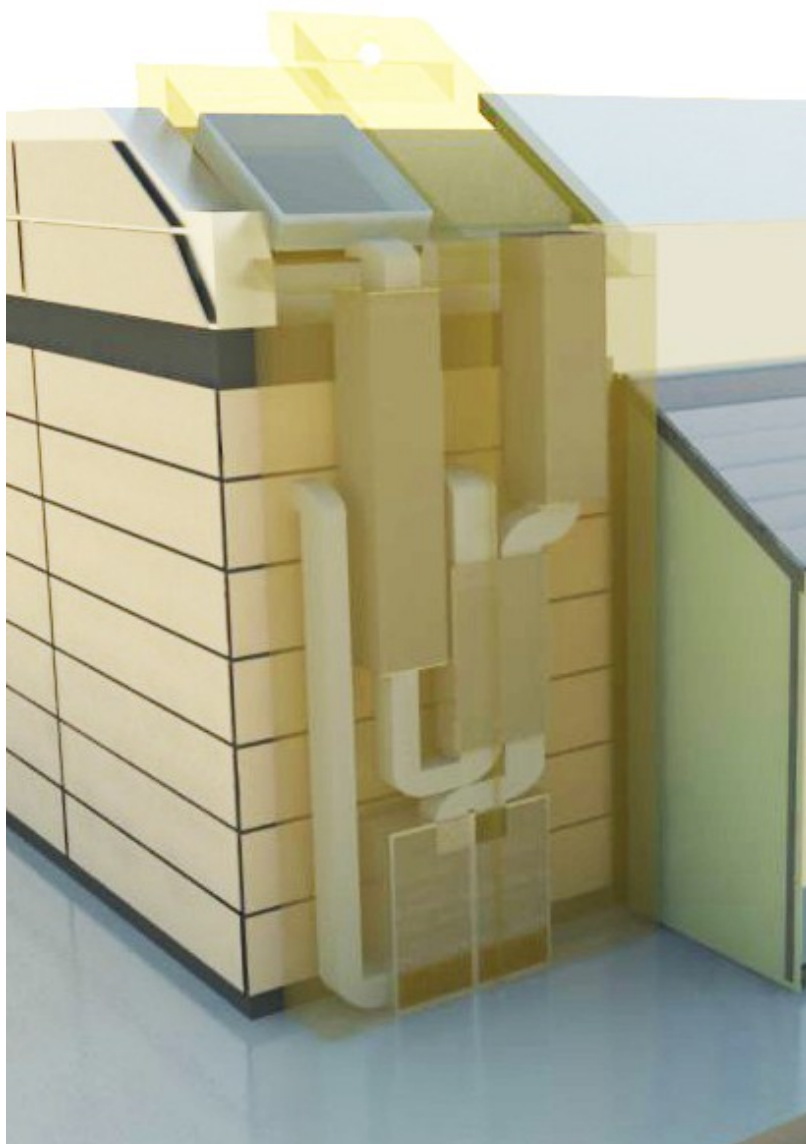
Si è pensato di inserire così il modulo sopra la parete, agganciandolo ad essa:

una serie di guide "femmina" vengono tassellate alla parete. Ad esse vengono agganciate le guide "maschio", le quali sostengono la "scatola" contenente l'impianto di raffrescamento. Una volta

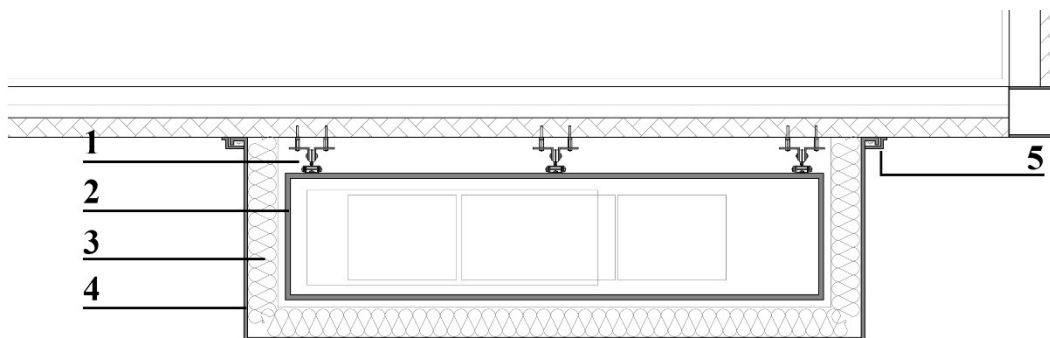
fissato quindi alla parete, è bene isolarlo, per evitare dispersioni di calore verso l'esterno. Si è ipotizzato quindi un carter di acciaio, un unico pezzo sagomato, che funge come una sorta di cappotto. Questo prevede infatti uno strato di isolante (circa 8 cm) al suo interno, lungo tutto il perimetro della "scatola". Questa struttura viene agganciata, tramite viti, alla struttura, e infine opportunamente rivestita con copriprofilo di alluminio per pulire il tutto e nascondere dadi e viti.



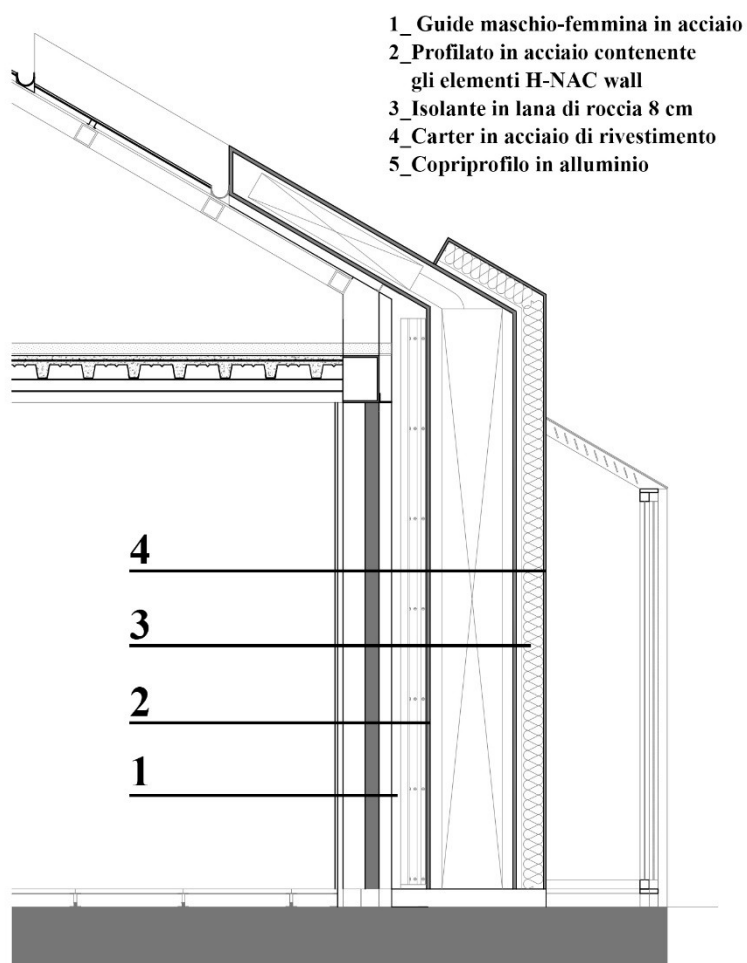
Vista Sud-Est con serra e H-NAC wall



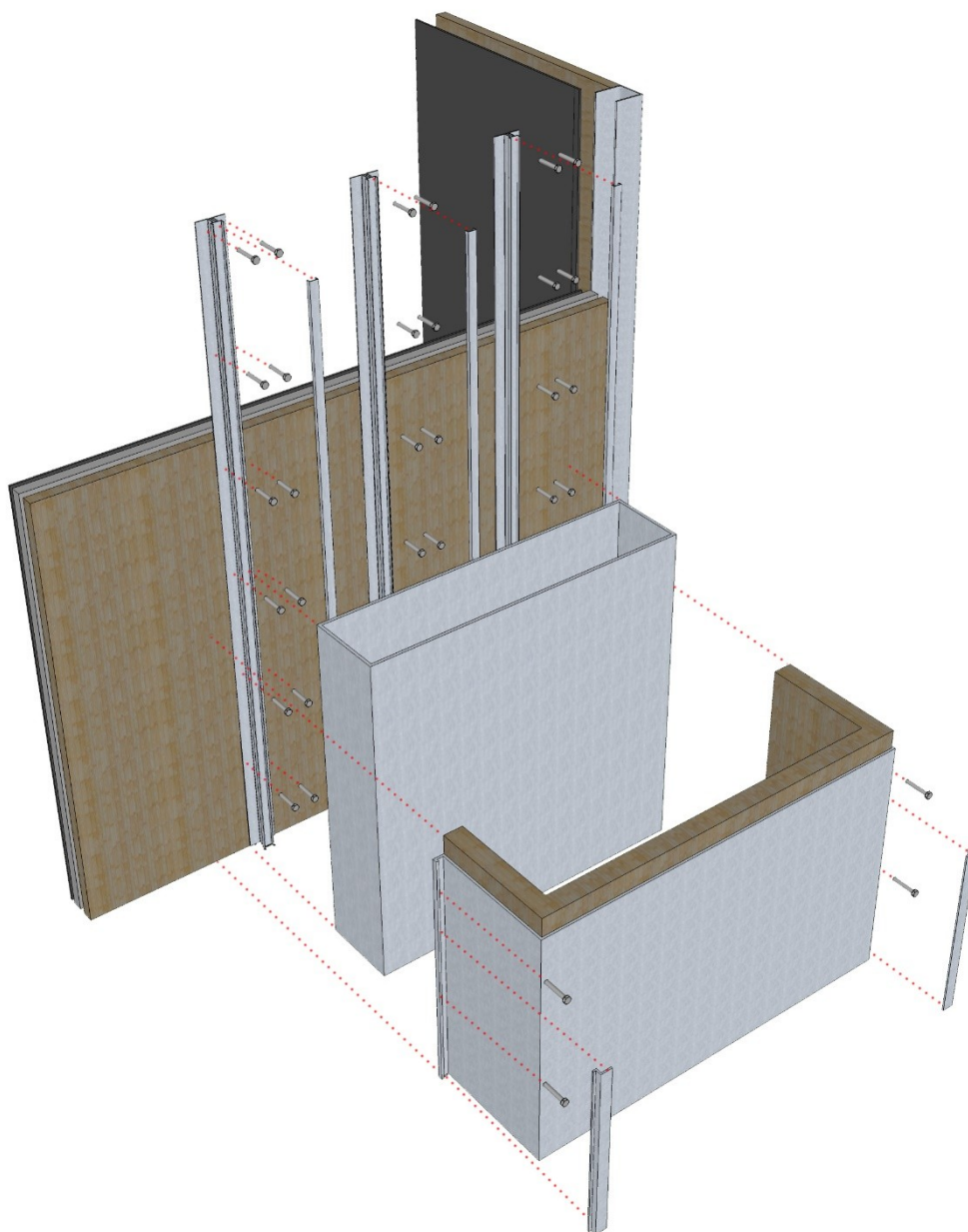
Dettaglio sul posizionamento del sistema a parete integrato



Sezione orizzontale aggancio NAC wall



Sezione verticale aggancio NAC wall



Schema di aggancio alla parete



### 3. Il Laboratorio di prova: apparecchiature e metodologia di analisi e misura

E' stato progettato e realizzato un circuito prove per testare i sottoelementi ed il sistema H-NAC wall completo. Il circuito è installato presso un edificio laboratorio del Politecnico di Torino. All'interno dei laboratori è presente anche un circuito prova per torrette evaporative a deflusso naturale.

Il circuito di prova è composto da 2 UTA di portata max 1'000m<sup>3</sup>/h, dotate di convertitore di frequenza sui ventilatori, batterie elettriche di riscaldamento con regolatori automatici e spazi tecnici predisposti per accogliere batterie di raffreddamento, umidificazione e riscaldamento aggiuntive.

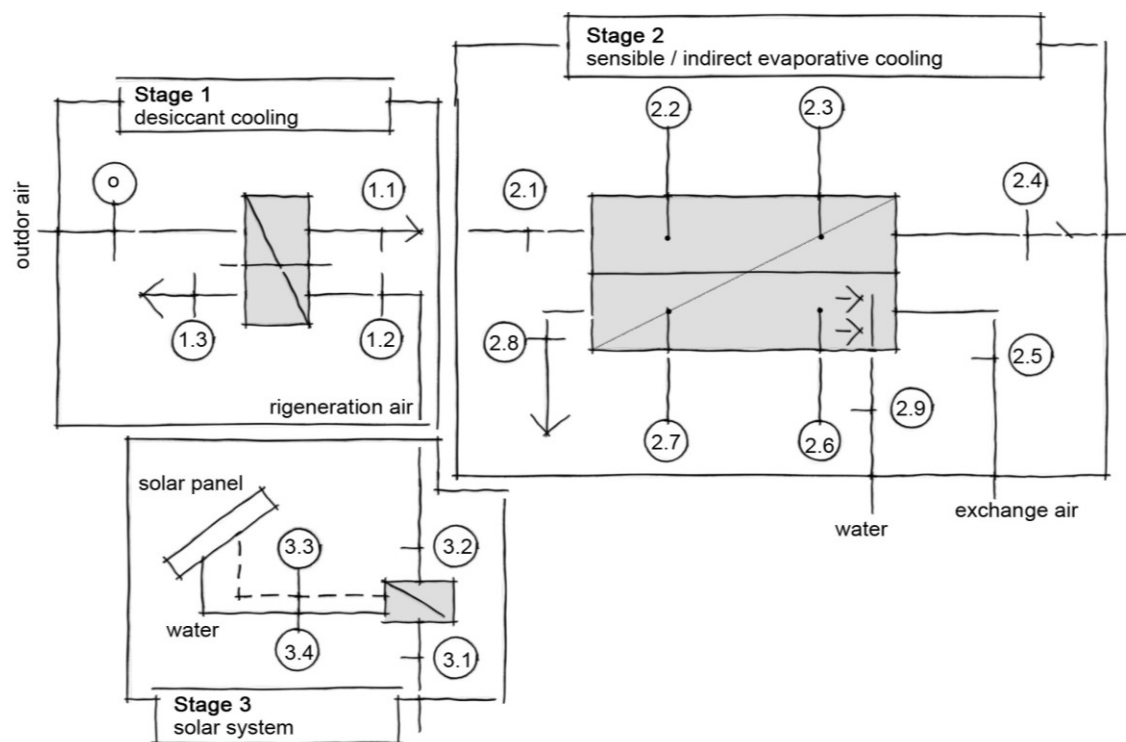
La misura di portata può essere realizzata attraverso flange a iride tarate inserite nei 2 condotti di mandata.



Immagine del circuito prova con le 2 UTA

Il laboratorio è attualmente in fase di potenziamento con una dotazione fissa di strumentazione di misura e monitoraggio. Le caratteristiche di questa strumentazione sono riassunte nello schema e tabella seguente.





ID	Posizione	Misura	UdM	Range	Precisione	ID	Posizione	Misura	UdM	Range	Precisione
1	o.1	T <sub>PAO.1</sub>	°C	-15/+45	0,1 ± 0,2 °C	21	2.5	T <sub>EXA2.5</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C
2		UR <sub>PAO.1</sub>	%	10/100	1 ± 3%	22		UR <sub>EXA2.5</sub>	%	10/100	1 ± 3%
3		P <sub>PAO.1</sub>	Pa	100000	5 ± 10 Pa	23		T <sub>EXA2.6</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C
4	1.1	V <sub>PA1.1</sub>	m/s	0/5	0,1	24		UR <sub>EXA2.6</sub>	%	10/100	1 ± 3%
5		T <sub>PA1.1</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	25		T <sub>EXA2.7</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C
6		UR <sub>PA1.1</sub>	%	10/100	1 ± 3%	26		UR <sub>EXA2.7</sub>	%	10/100	1 ± 3%
7	1.2	T <sub>RA1.2</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	27	2.8	V <sub>EXA2.8</sub>	m/s	0/5	0,1
8		UR <sub>RA1.2</sub>	%	10/100	1 ± 3%	28		T <sub>EXA2.8</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C
9	1.3	V <sub>RA1.3</sub>	m/s	0/5	0,1	29		UR <sub>EXA2.8</sub>	%	10/100	1 ± 3%
10		T <sub>RA1.3</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	30		T <sub>eva2.9</sub>	°C	0/80	0,1 ± 0,2 °C
11		UR <sub>RA1.3</sub>	%	10/100	1 ± 3%	31		V <sub>eva2.9</sub>	l/min	0/30	0,5% ± 1%
12	2.1	T <sub>PA2.1</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	32	3.1	T <sub>RA3.1</sub>	°C	-15/45	0,1 ± 0,2 °C
13		UR <sub>PA2.1</sub>	%	10/100	1 ± 3%	33		UR <sub>RA3.1</sub>	%	10/100	1 ± 3%
14	2.2	T <sub>PA2.3</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	34	3.2	T <sub>RA3.2</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C
15		UR <sub>PA2.3</sub>	%	10/100	1 ± 3%	35		UR <sub>RA3.2</sub>	%	10/100	1 ± 3%
16	2.3	T <sub>PA2.3</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	36		V <sub>RA3.2</sub>	m/s	0/5	0,1
17		UR <sub>PA2.3</sub>	%	10/100	1 ± 3%	37		T <sub>W3.3</sub>	°C	0/120	0,1 ± 0,2 °C
18	2.4	V <sub>PA2.4</sub>	m/s	0/5	0,1	38		V <sub>W3.3</sub>	l/s		
19		T <sub>PA2.4</sub>	°C	0/100	0,1 ± 0,2 °C	39		T <sub>W3.4</sub>	°C	0/120	0,1 ± 0,2 °C
20		UR <sub>PA2.4</sub>	%	10/100	1 ± 3%	40		V <sub>W3.4</sub>	l/s		

Strumentazione di misura prevista per il laboratorio H-NAC

#### 4. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: il componente LoPHEx

Lo scambiatore LoPHEx è un elemento centrale del sottosistema NAC-WALL.

Il suo ruolo principale consiste nel dissipare l'entalpia, che lo stadio precedente di deumidificazione ha "trasferito" dalla forma di calore latente a quella di calore sensibile. E', quindi, l'elemento essenziale che realizza il raffrescamento, ed è necessario che sia caratterizzato da bassissime perdite di pressione e da efficienze significative.

Sono state elaborate ed ottimizzate configurazioni del LoPHEx tramite tecniche di simulazione CFD, verificate tramite misure sperimentali.

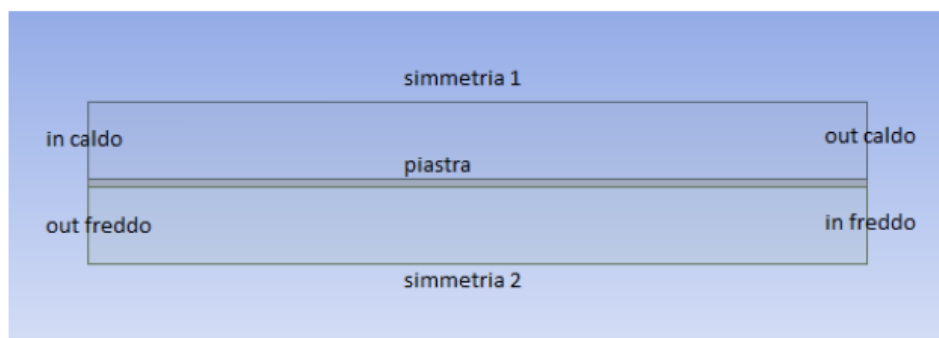
Sono stati studiati i parametri che influenzano lo scambio termico in una configurazione a flussi controcorrente con moto laminare. E' stato possibile ottenere elevate efficienze simulate con basse perdite di pressione, ma il numero di piastre risultante calcolato è stato valutato come troppo elevato.

L'aumento della distanza tra le piastre e l'aumento della velocità dei flussi rende lo scambiatore più compatto e leggero, ma comporta una riduzione inaccettabile dell'efficienza. Si è quindi cercato un ulteriormente aumento dello scambio termico attraverso l'inserimento di **dispositivi turbolatori e miscelatori di flusso**, nella forma di alette e spirali, di differenti dimensioni e rapporti geometrici.

##### Analisi CFD 2D della configurazione base a piastre senza turbolatori

E' stata effettuata una analisi parametrica sulla distanza delle piastre, mantenendo costante la velocità dei flussi pari a 0,5 m/s e la lunghezza delle piastre pari a 1 m.

La configurazione è quindi quella della figura seguente:

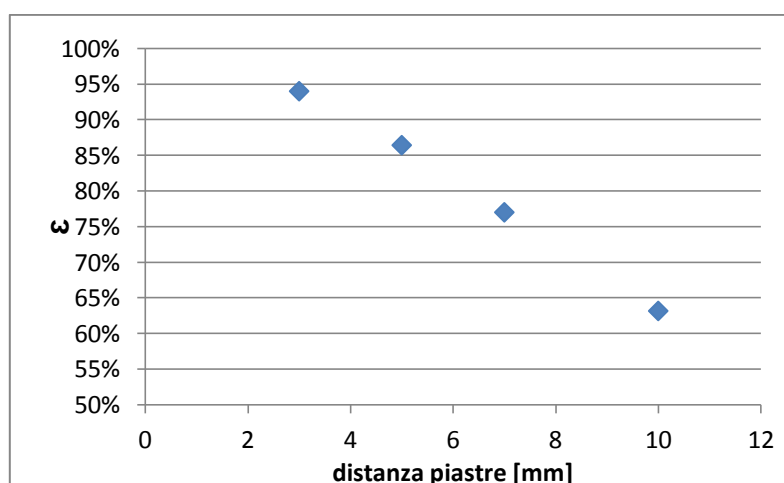


Configurazione del modello di scambiatore 2D

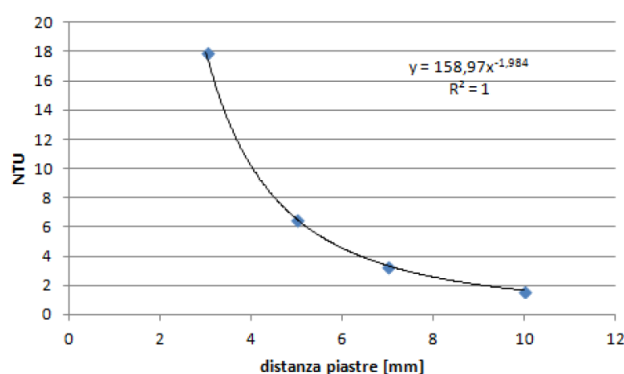
## Configurazione a piastre

Distanza piastre [mm]	Re	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	Δp [Pa]	q [W/m2]	f	f=24/Re
1,5	103	5,5	19,5	47,2	6,7	0,231	0,234
3	205	5,9	19,1	12,0	13,0	0,117	0,117
5	342	7,0	18,0	4,5	20,0	0,072	0,070
7	479	8,4	16,6	2,4	24,9	0,052	0,050
10	685	10,5	14,5	1,3	29,2	0,039	0,035
Distanza piastre [mm]	U [W/(m2K)]	Nu	NTU	NTU calc	Q [kW]	ε [%]	
1,5	33,5	8,30	72,4	71,8	3,48	96,8	
3	16,7	8,24	18,0	18,0	3,38	94,0	
5	10,0	8,30	6,5	6,5	3,10	86,4	
7	7,2	8,30	3,3	3,3	2,77	77,0	
10	5,1	8,44	1,7	1,6	2,27	63,2	

Risultati di configurazione 2D senza turbolatori in funzione della distanza tra le piastre



Andamento dell'efficienza di scambio termico in funzione della distanza tra le piastre



NTU in funzione della distanza tra le piastre

In modo analogo a quanto effettuato precedentemente si effettua una analisi parametrica facendo variare la velocità dei flussi, mantenendo fisse la distanza tra le piastre e la lunghezza dello scambiatore (rispettivamente 5 mm e 1 m).

Aumentando la velocità dei flussi, volendo mantenere costanti le portate dei due flussi (700 m<sup>3</sup>/h), diminuirà il numero delle piastre necessarie.

$q$  è la potenza scambiata nel caso dello scambiatore di progetto.

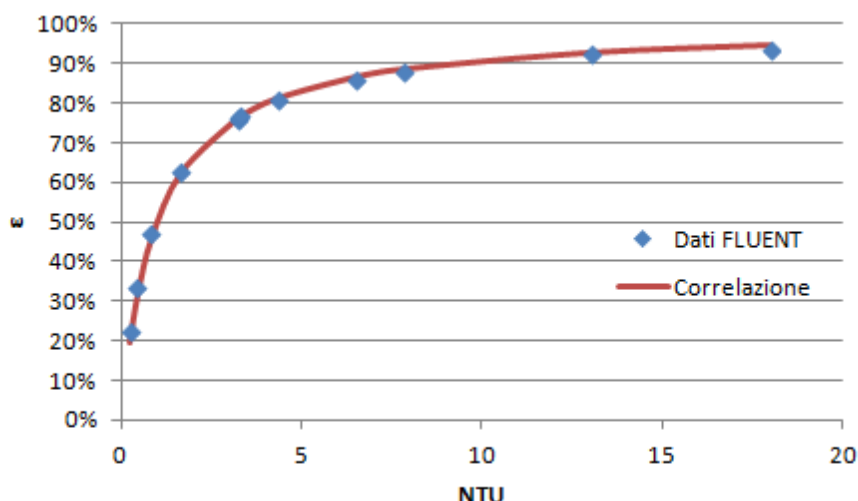
Velocità [m/s]	Re	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	$\Delta p$ [Pa]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	$f$ attrito	$f = 24/Re$
0,35	240	6,5	18,5	3,1	14,5	0,102	0,100
0,5	342	7,0	18,0	4,5	20,0	0,072	0,070
0,75	513	7,8	17,2	6,9	28,2	0,049	0,047
1	685	8,5	16,5	9,5	35,5	0,037	0,035

Risultati in funzione della velocità

Velocità [m/s]	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	Nu	NTU	NTU calc eq. 5.12	Q [kW]	$\varepsilon$ [%]
0,35	10,0	8,28	9,3	9,2	3,23	89,8
0,5	10,0	8,30	6,5	6,5	3,11	86,4
0,75	10,1	8,33	4,4	4,3	2,92	81,3
1	10,1	8,35	3,3	3,2	2,76	76,8

Risultati in funzione della velocità

Dalle simulazioni si sono ricavati diversi valori di NTU a cui corrispondono determinati valori di efficienza  $\varepsilon$ . Nel Grafico seguente sono riportati i punti trovati e l'andamento della funzione che lega  $\varepsilon$  a NTU. Tramite questa relazione è quindi possibile scegliere i parametri di progetto per ottenere una data efficienza di scambio termico.



Risultati delle analisi parametriche CFD 2D confrontati con la correlazione teorica di riferimento

### Analisi CFD 3D

In questa sezione vengono studiate alcune ipotesi di scambiatori di calore in configurazione a flussi incrociati. Lo scambio termico in tale configurazione è meno efficiente, tuttavia risulta più semplice l'ingresso dei flussi nello scambiatore. Nella ventilazione forzata solitamente vengono utilizzati scambiatori di calore a flussi incrociati, con piastre molto fitte.

Allo scopo di ridurre le perdite di pressione che, come si è detto, sono proporzionali alla velocità del fluido, si è assunta una velocità dell'aria pari a 0,5 m/s e la distanza delle piastre pari a 5 mm. Per ottenere tale velocità è necessaria una sezione di passaggio di ogni flusso di 0,39 m<sup>2</sup>.

#### Caso A – PIASTRE DA 1m<sup>2</sup>

In questo primo caso viene simulata una piastra quadrata da 1 m<sup>2</sup>, con condizioni di simmetria simili al caso 2D.

Si ottengono i seguenti risultati:

Re	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	$\Delta p$ [Pa]	q [W/m <sup>2</sup> ]	f attrito	$f = 24/Re$	$\epsilon$ [%]
342	8,4	16,6	4,2	17,9	0,067	0,070	77,5

Risultati per piastre da 1m<sup>2</sup> e flussi incrociati

Lo scambiatore di calore deve smaltire la portata di progetto di 700 m<sup>3</sup>/h ovvero di 0,19 m<sup>3</sup>/s. Per ottenere la portata di progetto con la velocità del fluido di 0,5 m/s è necessaria una sezione di passaggio di ogni flusso pari a 0,39 m<sup>2</sup>. Lo scambiatore risulta quindi un parallelepipedo alto 0,859 m, costituito da 157 piastre da 1 m<sup>2</sup> ciascuna; la potenza scambiata è di 2,78 kW.

## Caso B – piastre da 0,5m<sup>2</sup>

Viste le grandi superfici in gioco è stata effettuata una simulazione CFD di uno scambiatore con piastre quadrate da 0,5 m<sup>2</sup>, allo scopo di ridurre l'utilizzo di materiale:

Re	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	$\Delta p$ [Pa]	q [W/m <sup>2</sup> ]	f attrito	$f = 24/Re$	$\varepsilon$ [%]
342	9,0	16,0	3,0	24,0	0,067	0,070	73,5

Risultati per piastre da 0,5m<sup>2</sup> e flussi incrociati

Con piastre di queste dimensioni è ragionevole pensare di effettuare due scambiatori in parallelo ciascuno formato da 111 piastre da 0,5 m<sup>2</sup> e alto 0,606 m. In questo modo si risparmiano 46 m<sup>2</sup> di scambiatore a fronte di un abbassamento dell'efficienza di 4 punti percentuali, con una potenza scambiata di 2,64 kW. Queste soluzioni possono essere considerate se si utilizzano materiali economici per la costruzione delle piastre; per esempio sono sul mercato degli scambiatori di calore di carta per il recupero termico nella ventilazione meccanica controllata.

## Scambiatore Turbolento

Il moto turbolento negli scambiatori a piastre viene raggiunto per numeri di Reynolds superiori a 3.100. La turbolenza permette di migliorare lo scambio termico; infatti il coefficiente di scambio termico, in tali condizioni, aumenta con l'aumentare della velocità, mentre è meno sensibile alla distanza tra le piastre.

Sono state effettuate simulazioni 2D con velocità dei flussi pari a 1 m/s, facendo aumentare la distanza delle piastre (Tabella 5.10).

Per numeri di Reynolds minori di 3.100 è stato usato il modello laminare, mentre per numeri di Reynolds maggiori è stato usato il modello \_ – " con enhanced wall treatment".

Sono state effettuate simulazioni con due diversi valori di intensità di turbolenza all'ingresso (10% e 30%), ma tale parametro influisce solo sul primo tratto all'ingresso del flusso.

Distanza piastre [mm]	Re	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	$\Delta p$ [Pa]	q [W/m <sup>2</sup> ]	f attrito	$f = 24/Re$
10	1369	12,9	12,1	2,9	44,0	0,021	0,018
20	2738	16,5	8,5	1,3	43,5	0,016	0,009
30	4108	16,9	8,0	0,9	56,8	0,015	-
30*	4108	16,7	8,3	1,1	61,9	0,017	-

Distanza piastre [mm]	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	Nu	NTU	NTU calc	Q [kW]	ε [%]
10	5,2	8,59	0,84	0,81	1,71	47,6
20	3,3	11,01	0,27	0,20	0,85	23,5
30	4,3	21,56	0,24	-	0,73	20,2
30*	4,8	23,76	0,26	-	0,79	22,0

Risultati in funzione della distanza dalle piastre

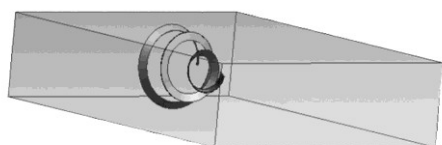
Si nota che per numeri di Reynolds elevati il numero di Nusselt e il fattore di attrito si discostano dai valori delle correlazioni. Come ci si aspetta il coefficiente di scambio termico aumenta per il moto turbolento.

### Studio di turbolatori a spirale in tratto limitato di scambiatore

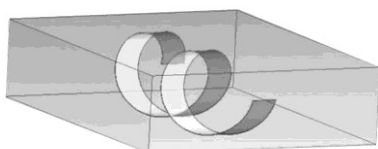
Le alette fanno aumentare notevolmente le perdite di pressione, a fronte di un aumento di efficienza non elevato; inoltre presentano delle complicazioni nella costruzione delle piastre.

Si è quindi pensato di aumentare lo scambio termico inserendo all'interno dei flussi delle spirali. Sono state effettuate delle simulazioni 3D di un tratto di scambiatore lungo 12,5 cm e largo 10 cm, con condizioni di simmetria ai lati e temperature delle pareti costanti pari a 12°C (temperatura delle piastre che si hanno vicino all'ingresso del fluido freddo). Il fluido in ingresso è alla temperatura di 5°C, con velocità di 1 m/s e intensità di turbolenza del 10%.

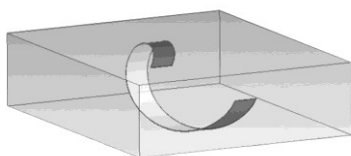
Per poter effettuare un confronto sono state effettuate le simulazioni anche per il caso con alette e il caso senza dispositivi per l'aumento dello scambio termico. Sono presenti tre casi di spirali:



- CASO A: una spirale che si chiude su se stessa, effettuando tre giri, con una lunghezza assiale di 3 cm e spessore di 1 cm;



- CASO B: un'elica che effettua due giri, senza chiudersi su se stessa, con una lunghezza assiale di 8 cm e spessore di 1 cm;



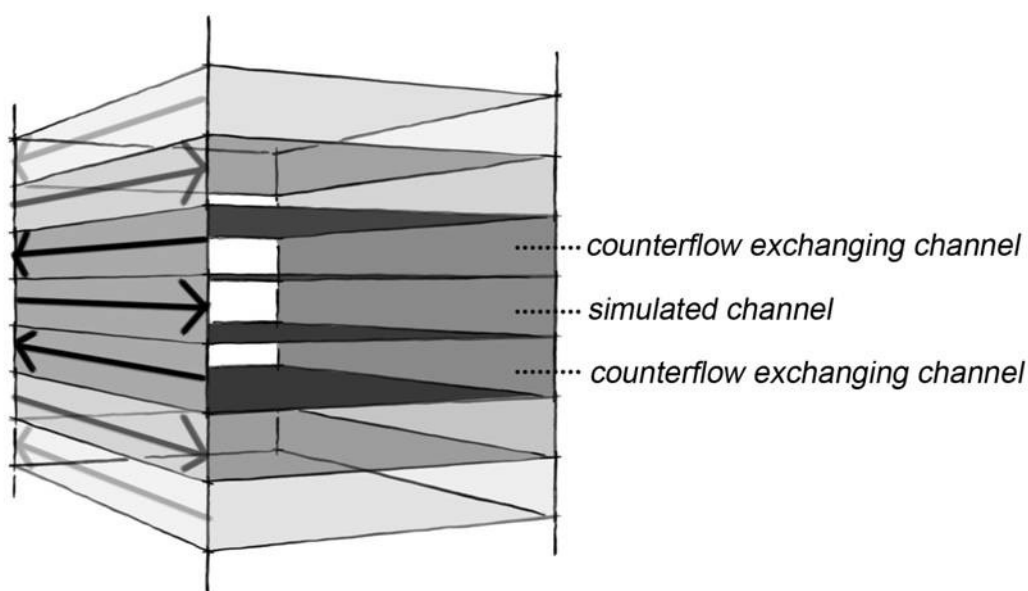
- CASO C: un'elica che effettua un unico giro, senza chiudersi su se stessa, con una lunghezza assiale di 8 cm e spessore di 1 cm.

Si sono utilizzati i diversi modelli di turbolenza, ma gli effetti sui risultati non sono significativi.

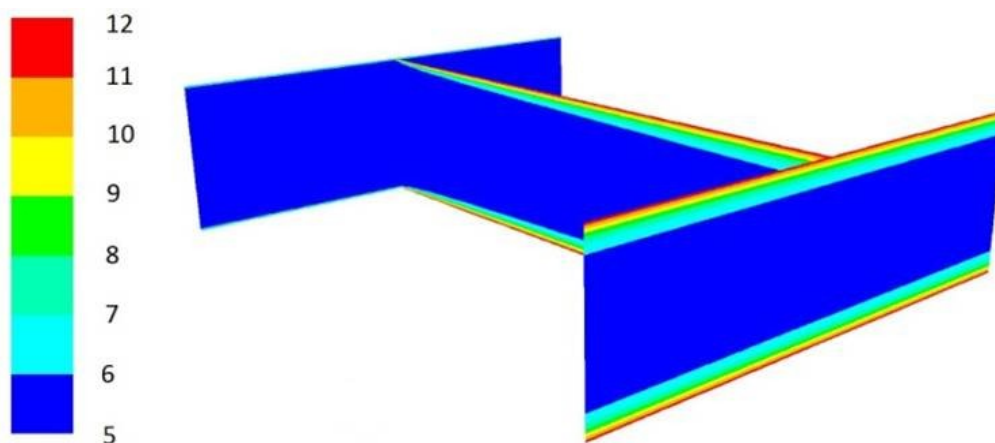
Le simulazioni LES hanno un passo temporale di 0,002 s, la mesh è poliedrica con una lunghezza caratteristica media di 1 mm; come condizioni iniziali sono stati utilizzati i risultati delle simulazioni effettuate con il modello  $\kappa$ - $\varepsilon$ .

Le simulazioni LES riproducono più realisticamente i flussi attorno alla spirale, ma a livello di risultati sulla sezione di uscita non si osservano grandi differenze con le simulazioni RANS  $\kappa$ - $\varepsilon$ . Risulta quindi più conveniente utilizzare i modelli  $\kappa$ - $\varepsilon$  in quanto hanno un costo computazionale notevolmente minore.

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti; le immagini illustrano i valori delle variabili studiate nelle sezioni di ingresso, di uscita e su un piano verticale posizionato a metà della geometria.

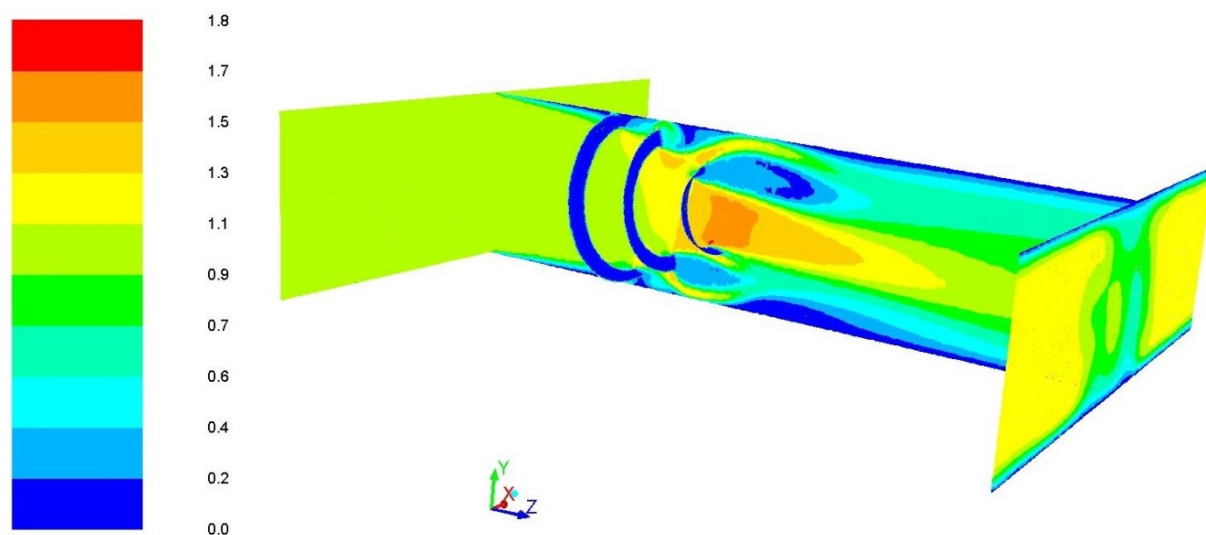


Schema di identificazione del canale simulato nelle figure successive



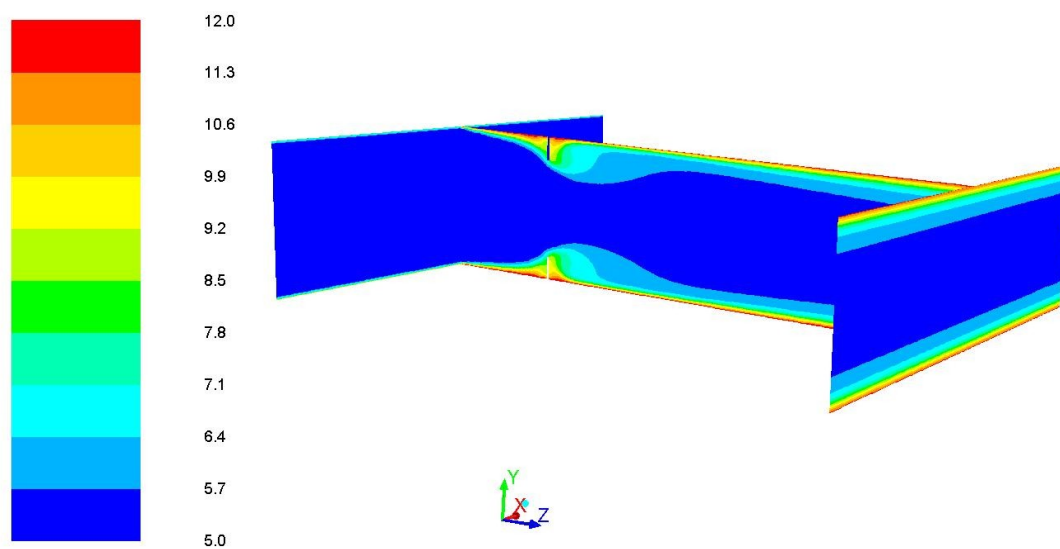
Temperature caso di riferimento senza turbolatori [°C]





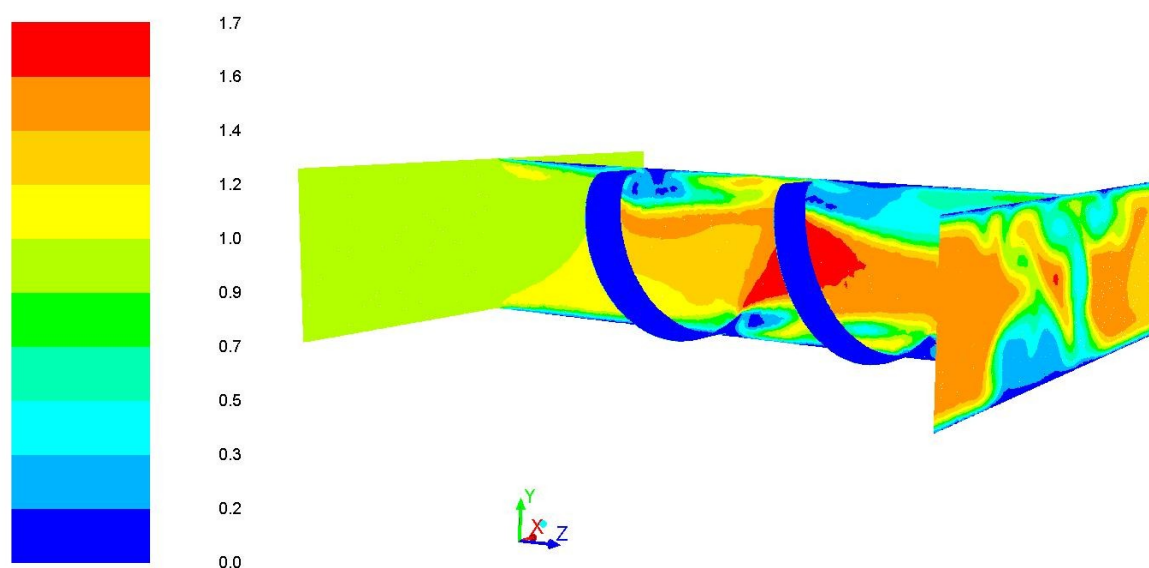
Contours of Mean Velocity Magnitude (m/s) (Time=1.1440e+01)

Caso A velocità [m/s]

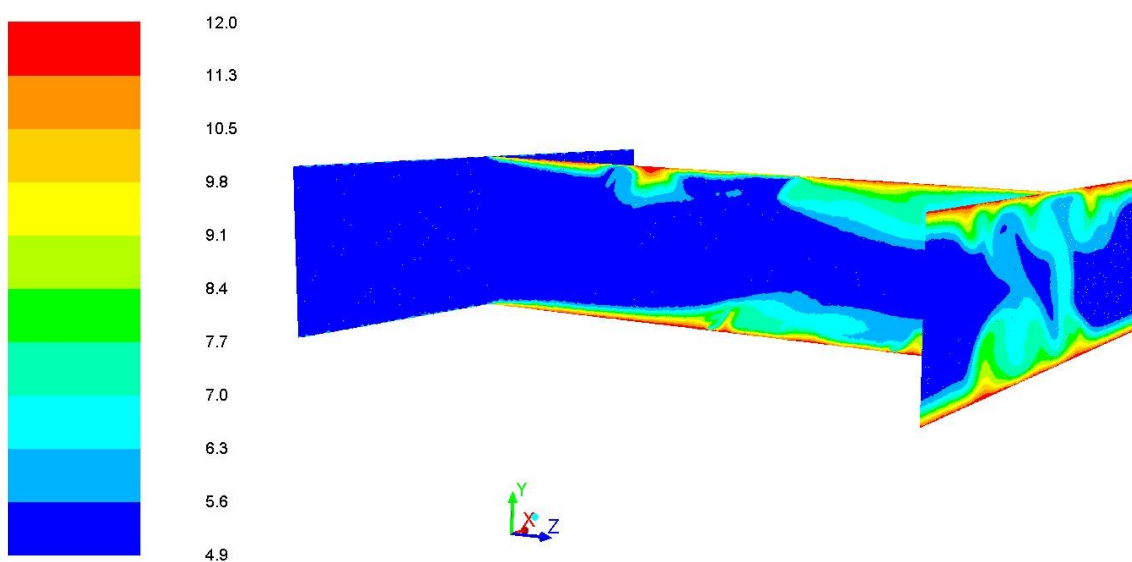


Contours of Static Temperature (c)

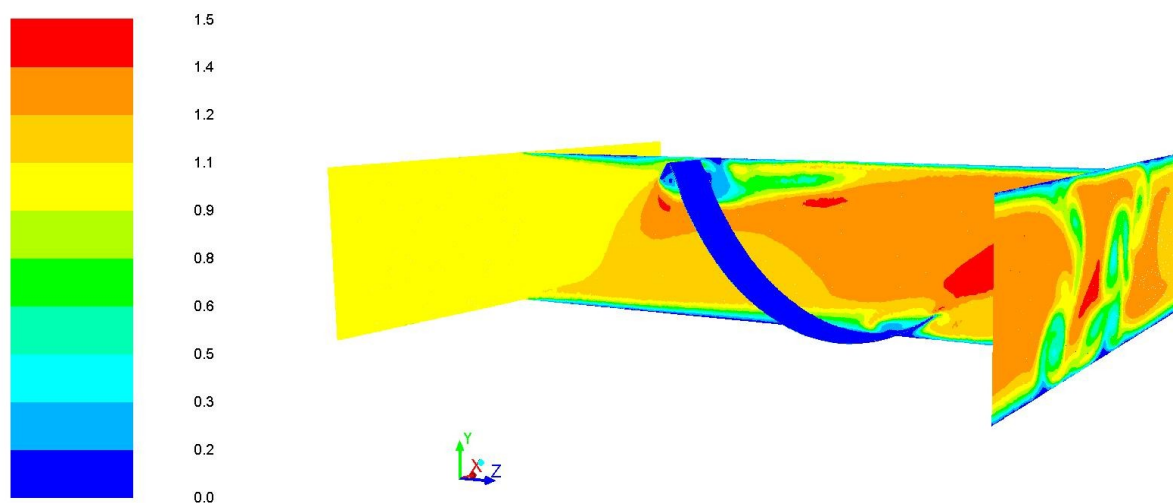
Caso A temperature [°C]



Caso B velocità [m/s]

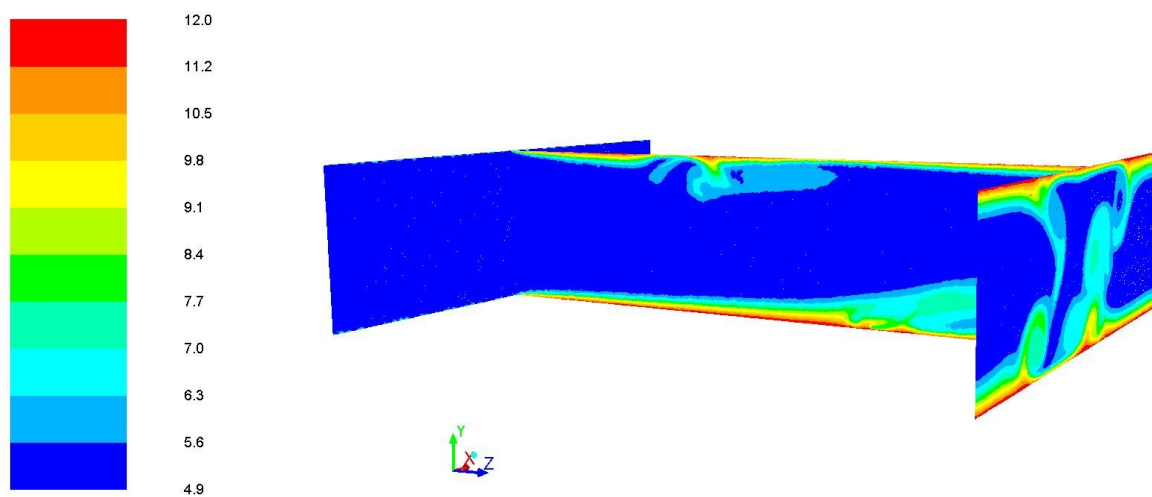


Caso B temperature [°C]



Contours of Mean Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.0000e+00)

Caso C velocità [m/s]



Contours of Mean Static Temperature (c) (Time=2.0000e+00)

Caso C temperature [°C]

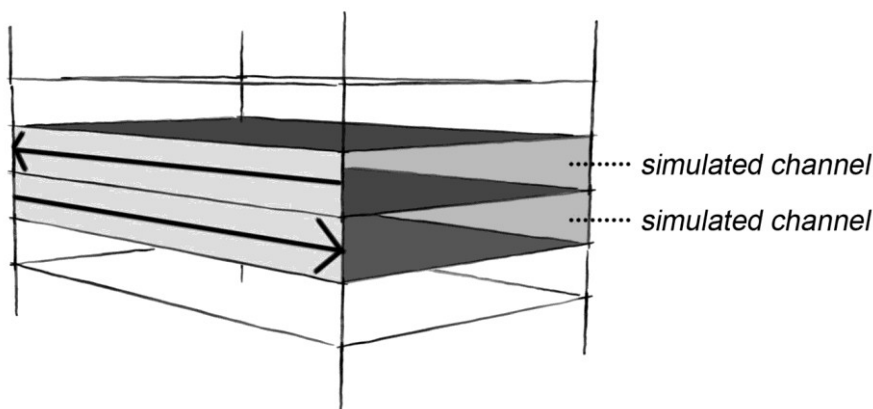
Nella tabella seguente vengono confrontati i risultati ottenuti utilizzando il modello  $\kappa-\epsilon$ .

Caso	T uscita [°C]	$\Delta p$ [Pa]
Normale	5,62	0,18
Alette	5,85	0,92
A	5,71	0,39
B	5,85	0,87
C	5,77	0,47

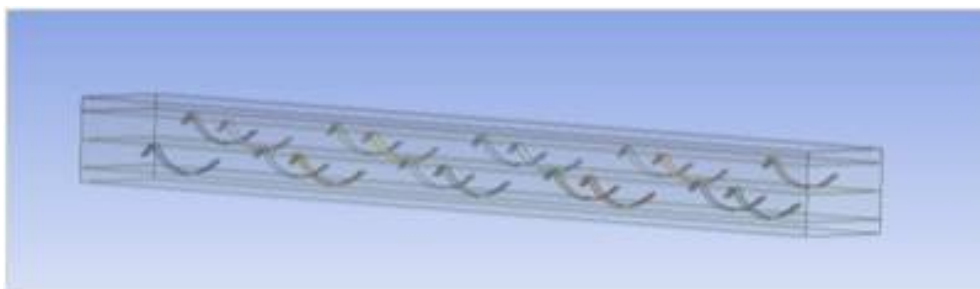
### Studio di scambiatore di lunghezza completa

Dopo questi studi preliminari è stato effettuato un modello dello scambiatore completo lungo 1 m. Vengono simulati quattro flussi: due flussi interni con le spirali per l'aumento della turbolenza, e due flussi esterni di spessore dimezzato con condizioni di simmetria, senza dispositivi per l'aumento dello scambio termico. I risultati ottenuti sono riferiti ai due flussi interni, in quanto si suppone di inserire le spirali in tutti i canali dello scambiatore.

Per le simulazioni è stato utilizzato il modello di turbolenza  $\kappa$ - $\varepsilon$  con funzione di parete. Sono state considerate spirali del tipo B e C (disposte a scacchiera); per il caso C è stata effettuata anche una simulazione aumentando lo spessore della spirale a 2 cm (C1). Quest'ultima simulazione è quella che ha portato a migliori risultati; pertanto è stata effettuata una analisi parametrica, utilizzando tale configurazione, al variare della velocità in ingresso, per stimare le prestazioni dello scambiatore.



Schema della configurazione studiata



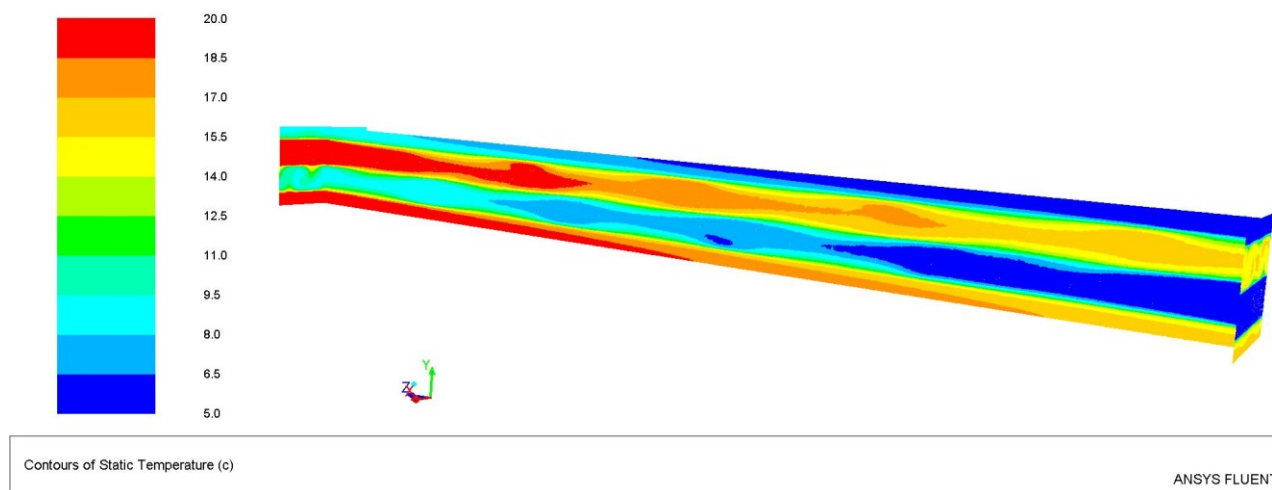
Posizionamento delle spirali nei canali dello scambiatore

I risultati delle simulazioni sono riassunti nella tabella seguente.

Case	Th,out [°C]	Tc,out [°C]	$\Delta P$ [Pa]	Q [kW]	$\epsilon$ [%]
B	14.4	10.6	6.0	1.34	37
C	14.7	10.3	2.8	1.27	35
C1	14.2	10.8	5.1	1.37	39

Risultati per 3 diversi tipi di turbolatore sulla configurazione lunga 1 m

Il turbolatore migliore è il modello C1, che viene assunto come riferimento.



Andamento delle temperature nei due canali simulati con la presenza di turbolatori C1

Una possibile configurazione con scambiatore con spirali di tipo C1 per l'applicazione al progetto NAC-WALL prevede 15 piastre di scambio da 1 m<sup>2</sup> ed altezza dello scambiatore di 28cm.

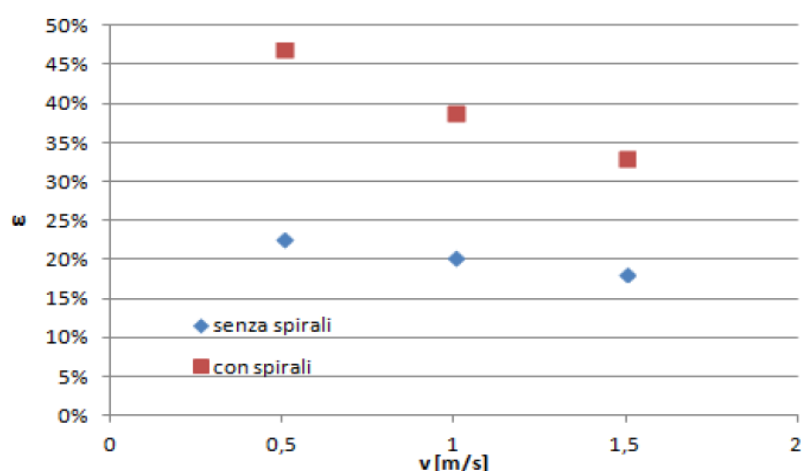
Facendo variare la velocità dell'aria all'interno dello scambiatore si ottengono i risultati della tabella successiva.

Velocità [m/s]	Portata [m <sup>3</sup> /h]	T uscita caldo [°C]	T uscita freddo [°C]	$\Delta p$ [Pa]	Q [kW]	$\epsilon$ [%]
1,5	1134	15,0	10,0	10,6	1,94	33
1,25	945	14,7	10,3	7,6	1,72	36
1	756	14,2	10,8	5,1	1,50	39
0,75	567	13,6	11,4	3,0	1,24	42
0,5	378	12,9	12,1	1,5	0,92	47

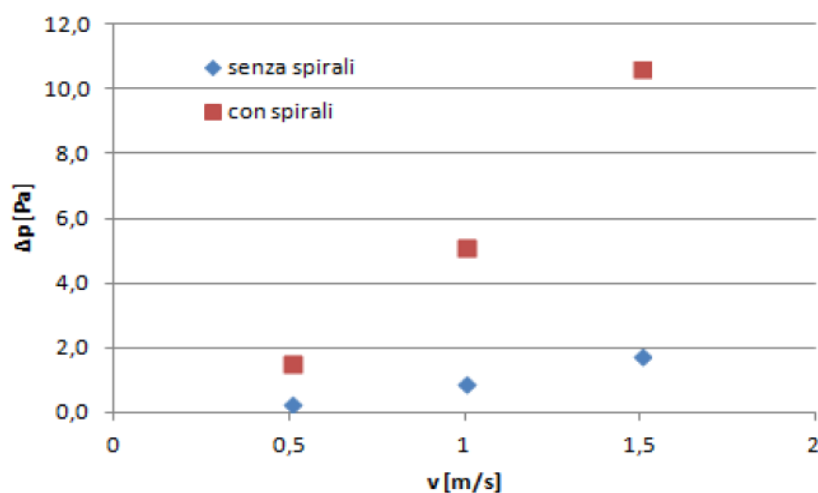
Risultati principali per la configurazione migliorata con modello C1

La tabella evidenzia un comportamento migliore alla basse velocità, confermando il disegno specialistico per l'applicazione in sistemi a ventilazione naturale e/o ibrida.

Gli stessi risultati sono presentati nelle figure seguenti in forma grafica.

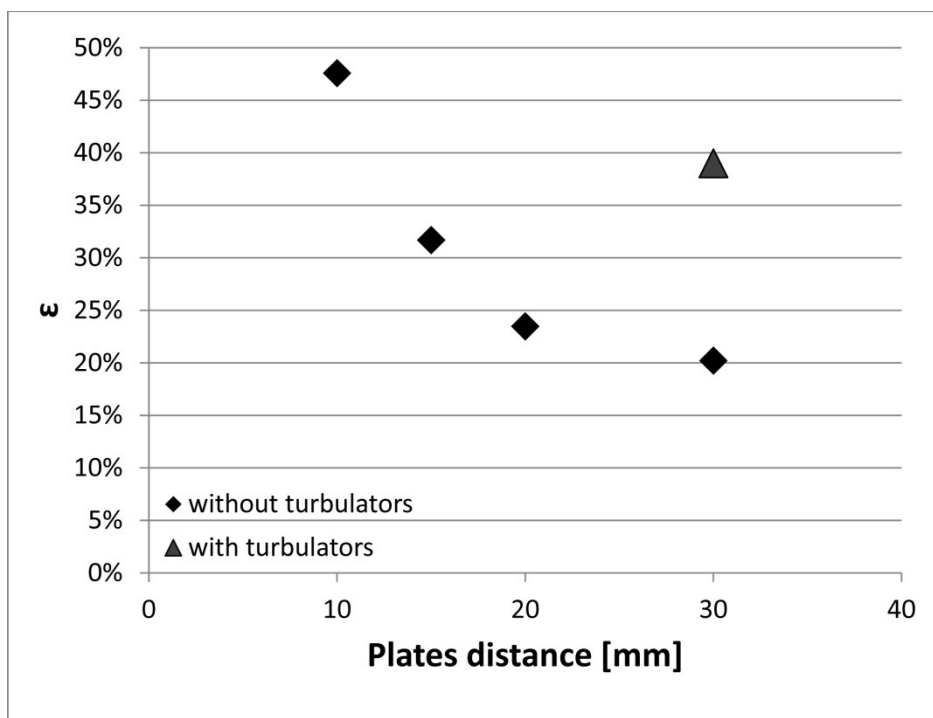


Confronto tra le efficienze dei sistemi tradizionali a piastre e quella di LoPHEX (con spirale)



Confronto tra le perdite di carico dei sistemi tradizionali a piastre e quella di LoPHEX (con spirale)

La figura successiva può essere utilizzata a verifica del percorso di progetto seguito. L'applicazione dei turbolatori permette di ottenere quasi la stessa efficacia riducendo di un terzo il numero di piastre metalliche impiegate. A parità di distanza tra le piastre, l'efficienza dello scambiatore è quasi raddoppiata, mantenendo le perdite di carico ad un livello molto basso, compatibile con le prevalenze disponibili in un sistema di ventilazione naturale o ibrida.



Efficienza dello scambiatore in funzione della distanza tra le piastre, con e senza turbolatori, per velocità di 0,5m/s

## Verifiche sperimentali

Un prototipo di scambiatore LoPHEx è stato costruito e testato nel laboratorio di prove.

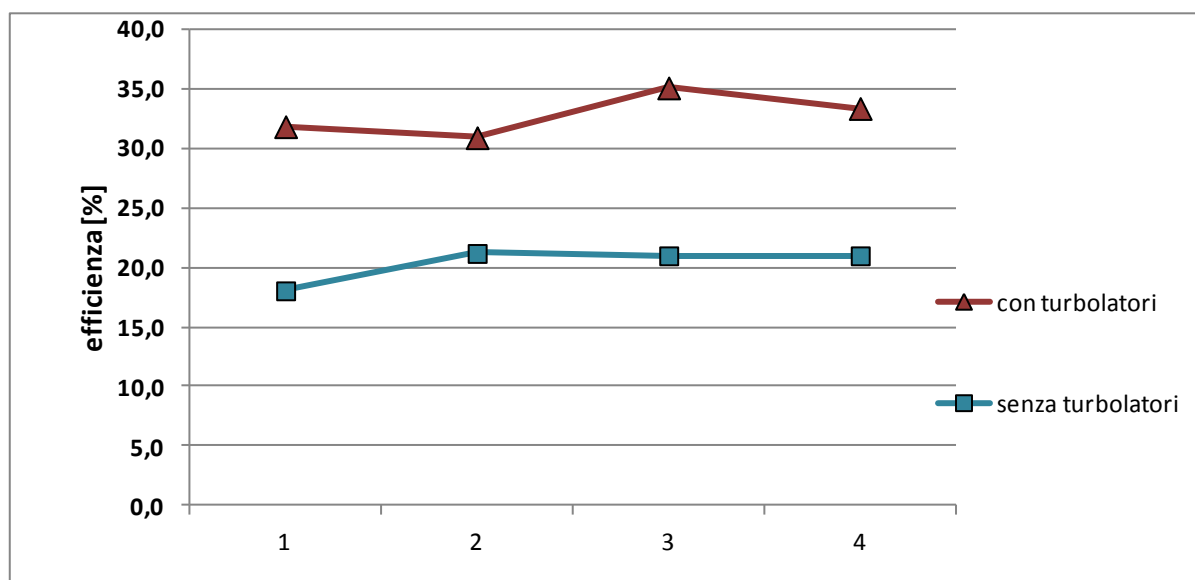


Il prototipo LoPHEX collegato al circuito prova per le misure di scambio



UTA 1		UTA 2		USCITA con TURBOLATORI		Uscita senza turbolatori	
inverter	temperatura	inverter	temperatura	velocità	temperatura	velocità	temperatura
[%]	[°C]	[%]	[°C]	[m/s]	[°C]	[m/s]	[°C]
31	46,9	31	14,2	1,8	36,5	2,6	41
31	48,2	31	14,2	2,6	37,7	2,6	41
31	49	31	14,2	2,2	36,8	2,7	41,7
31	49	31	14,2	2,5	37,4	2,6	41,7

Risultati in condizioni nominali



Confronto tra le efficienze con turbo latori e senza turbo latori.

Le misure di laboratorio confermano l'efficacia dell'impostazione data al progetto: l'inserimento dei turbolatori permette quasi di raddoppiare l'efficienza dello scambiatore, a parità di altre condizioni.

## 5. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: il componente LHAdT

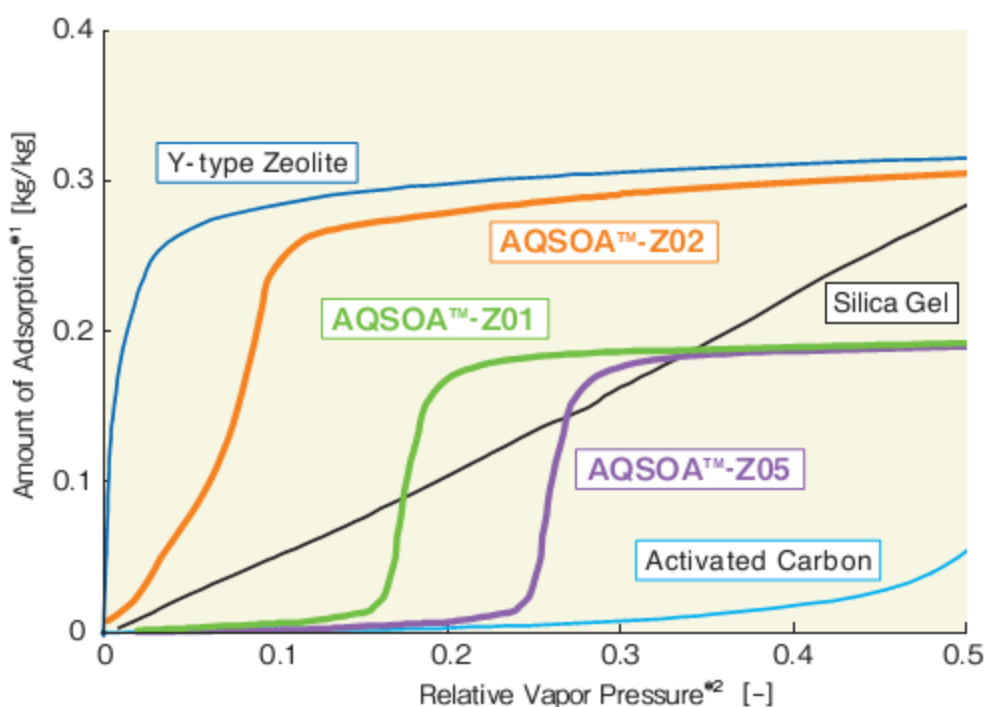
Il componente LHAdT (*Latent Heat Adsorption Transfer*) ha lo scopo di deumidificare l'aria che verrà in seguito immessa in ambiente attraverso un letto fisso di materiale adsorbente. Sono stati valutate due soluzioni, basate sull'uso di zeoliti o di silica-gel.

### Deumidificazione con Zeoliti

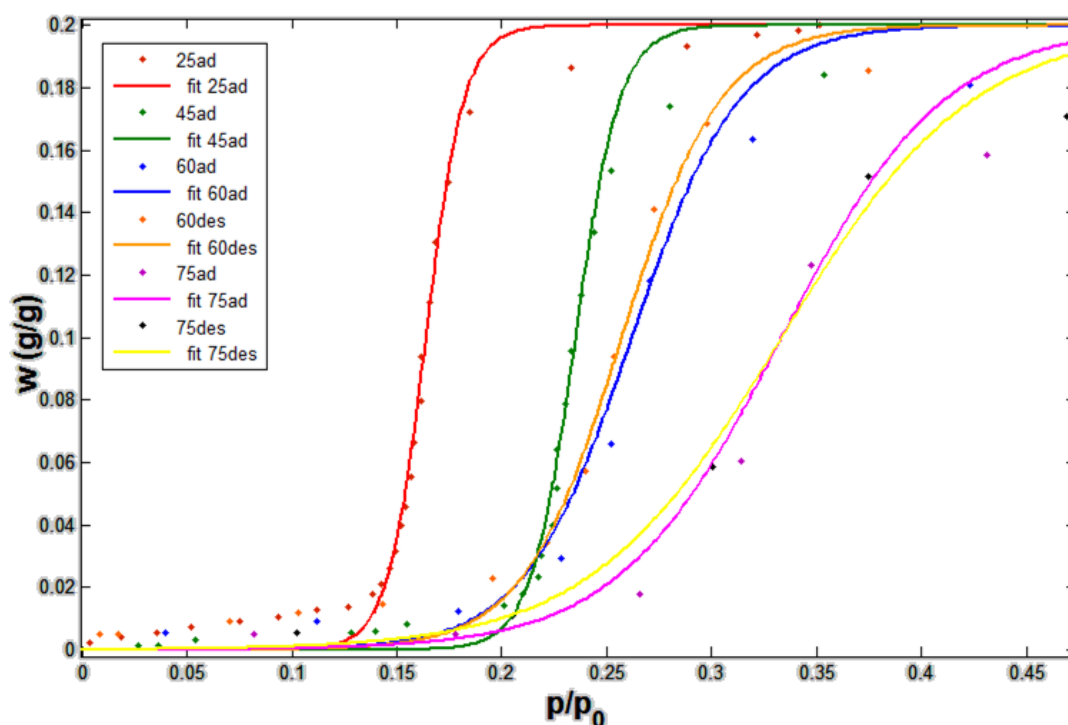
Gli zeoliti sono una famiglia di materiali presenti in natura e sintetizzabili in laboratorio, caratterizzati da una struttura cristallina regolare ed una matrice microporosa che ne determina un forte effetto adsorbente. L'acqua viene infatti "catturata" dagli spazi vuoti di questa microporosità e costretta allo stato liquido. Una volta che le porosità sono occupate, per riprodurre l'effetto di adsorbimento, che nel caso del sistema in esame corrisponde alla fase di deumidificazione dell'aria, è necessario rigenerare il materiale, liberando l'acqua inglobata. Questa fase di rigenerazione viene compiuta riscaldando il letto del materiale o immergendolo in una corrente di aria calda.

Attualmente è presente sul mercato una famiglia di zeoliti su base SAPO (Silicio, Alluminio, Fosforo, Ossigeno) che bene si adatta agli scopi del progetto. La Mitsubishi Industrial li commercializza con i nomi AQSOA FAM Z01, FAM Z02 e FAM Z05.

I tre materiali sono caratterizzati da differenti curve caratteristiche di adsorbimento in funzione della temperatura e da conseguenti differenti temperature di rigenerazione. Nel grafico seguente sono riportate queste caratteristiche espresse in termini di curve isoterme.



Curve di adsorbimento di vapore per zeoliti AQSOA paragonate ad altri adsorbenti a 25°C costanti



Curve di adsorbimento isoterme per AQSOA FAM Z01 in adsorbimento (ad) e in desorbimento (de) per temperature da 25 a 75°C

Una espressione ricavata dai dati sperimentali dell'andamento sigmoidale delle isoterme di adsorbimento è la seguente:

$$w = \frac{w_0}{1 + \exp \left[ k \left( \frac{p_{50}}{p_{sat}} - \frac{p}{p_{sat}} \right) \right]}$$

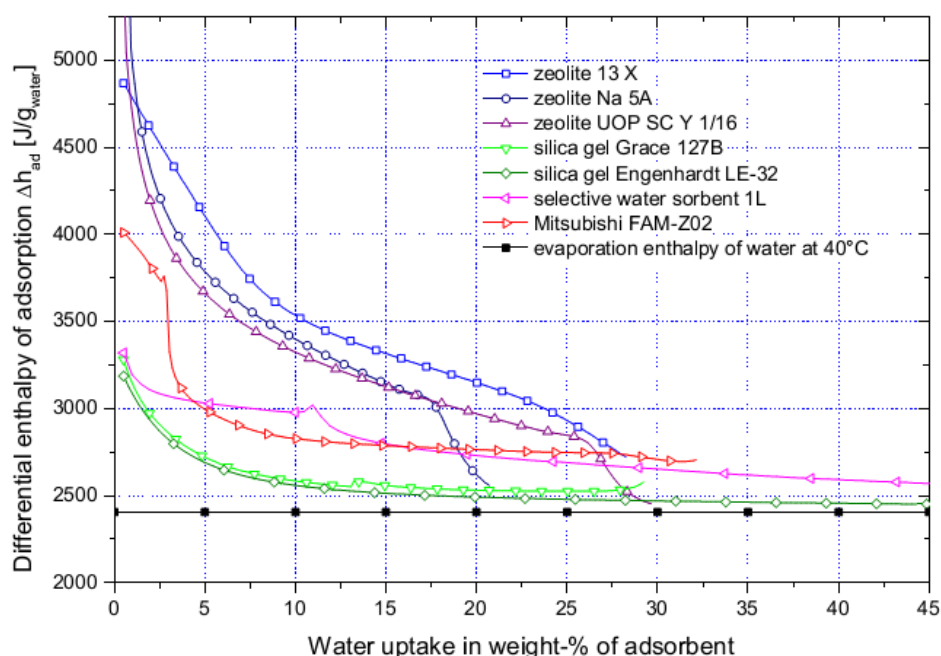
Che può essere abbinata alle correlazioni empiriche:

$$k = -0.09565 \cdot T_{bed}^{1.663} + 137.5$$

$$\frac{p_{50}}{p_{sat}} = 0.003243 \cdot T_{bed} + 0.08233$$

Sempre ricavate dai dati sperimentali.

Per quanto riguarda il calore isosterico di desorbimento, noto anche come differenza di entalpia di adsorbimento, esso è indicato nei diagrammi sperimentali seguenti:

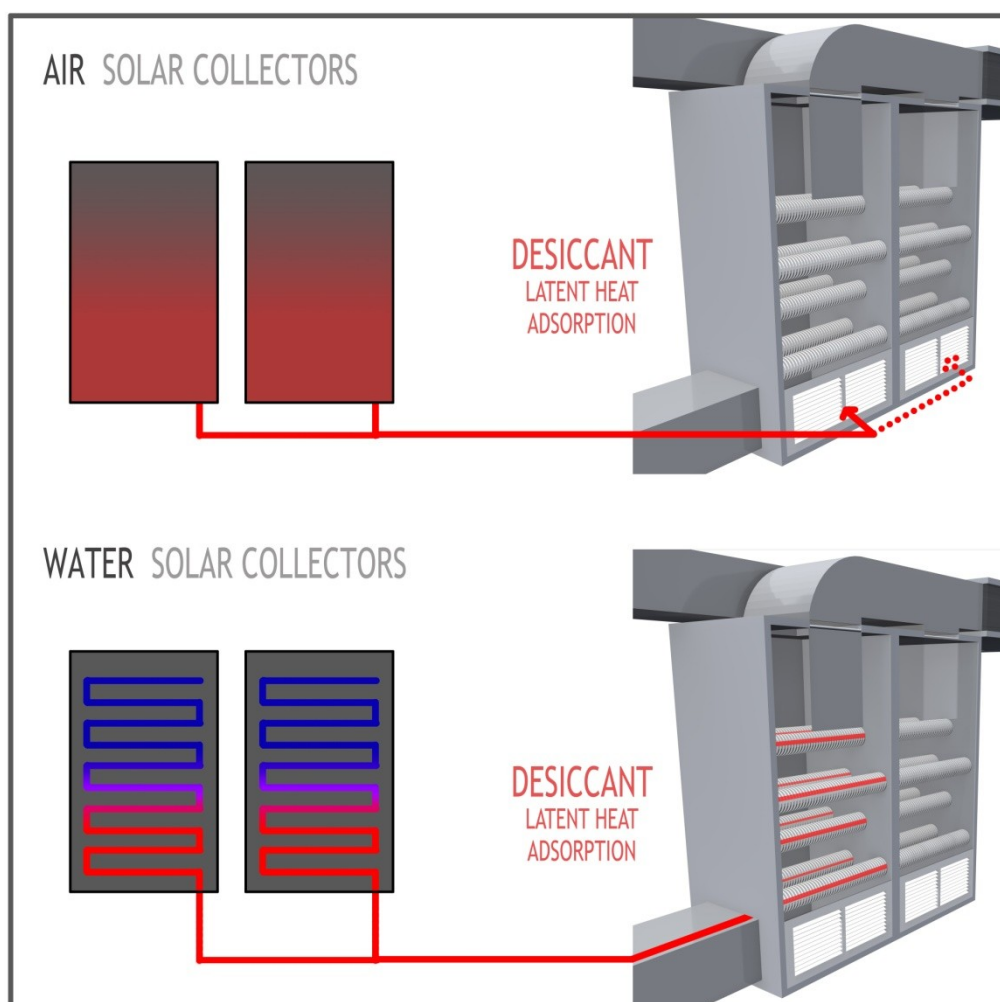


Il calore istosterico di desorbimento non è costante per gli zeoliti ed è maggiore del calore latente di condensazione (o vaporizzazione) dell'acqua. La rigenerazione, cioè, necessita di maggiore energia di quanta ne sia stata sottratta in termini di effetto utile di condizionamento.

La scelta di un letto solido adsorbente comporta la necessità di una configurazione a due camere, che lavorano in parallelo e alternativamente una in deumidificazione dell'aria (adsorbimento) e l'altra in rigenerazione (desorbimento).

La rigenerazione con sistemi solari può considerare sia sistemi solari ad aria che ad acqua. I sistemi solari alimentano, quindi, in alternativa le due camere, come rappresentato nella figura seguente.

Il sistema in progetto, alle portate nominali di 300m<sup>3</sup>/h è in grado adsorbire 7-8g/kg di aria dal flusso entrante, con una superficie di scambiatore pari a circa 10m<sup>2</sup>, una massa di adsorbente di circa 2,2kg, e con un tempo di intermittenza adsorbimento/rigenerazione di circa 5-6min, variabile in funzione delle temperature effettive dell'aria immessa.



Due camere di adsorbimento possono essere rigenerate alternativamente e o con aria calda proveniente da collettore solare ad aria o tramite una circolazione di acqua proveniente da collettore solare ad acqua

## **6. Progetto e sperimentazione del sistema-parete H-NAC: il componente Rain-Shaft (raffrescamento evaporativo diretto)**

### **5.1. Obiettivi**

Lo studio sui sistemi evaporativi diretti per il raffrescamento passivo degli ambienti, svolto nel corso della ricerca PRIME<sup>3</sup>, ha come obiettivo generale la dimostrazione dell'applicabilità di detta tecnologia per la riduzione della temperatura media interna al di sotto del valore dell'aria esterna, al fine di raggiungere o avvicinarsi alle condizioni di comfort, secondo un approccio integrato tra i diversi componenti del sistema-parete H-NAC.

La ricerca risponde ai seguenti obiettivi specifici:

- a. Costruzione di un background tecnico e teorico sulle tecniche di raffrescamento ventilativo evaporativo;
- b. Costruzione e monitoraggio di un sistema "rainshaft" per la verifica del funzionamento;
- c. Modalità di utilizzo all'interno del sistema-parete H-NAC;
- d. Applicabilità del sottosistema evaporativo diretto nei climi italiani.

### **5.2. Metodologia**

La costruzione del background conoscitivo, sia tecnico sia teorico, si è basata sulla consultazione delle principali esperienze internazionali. La letteratura scientifica ha infatti permesso di identificare modelli e strumenti predittivi, informazioni sul funzionamento e sulle modalità costruttive del sistema, nonché informazioni sull'applicabilità dei sistemi diretti e sulle differenze di natura tecnica tra le soluzioni evaporative dirette.

La predisposizione di una torretta evaporativa diretta all'interno del Laboratorio "R. Mattone" del Politecnico di Torino, dipartimento DAD, ha permesso di condurre test e monitoraggi diretti, volti a verificarne il funzionamento e identificarne le criticità. L'installazione di due Unità di Trattamento Aria all'interno del Laboratorio stesso ha permesso di ipotizzare condizioni climatiche differenti da quelle ambientali per testare il funzionamento della Torretta Evaporativa installata nello stesso sito.

Le esperienze accumulate hanno reso possibile l'identificazione delle modalità di utilizzo dei sistemi evaporativi diretti all'interno del sistema-parete H-NAC, validando le ipotesi iniziali di integrazione tra i sottosistemi passivi utilizzati.

Lo studio delle condizioni climatiche italiane su base provinciale, basandosi sui dati riportati negli anni tipo orari elaborati dal CTI, è stato utilizzato per studiare la depressione a bulbo umido e la differenza tra la temperatura a bulbo umido e la temperatura di set point estiva (26°C). Si è inoltre analizzata la differenza tra i 26°C e le temperature a bulbo secco su base oraria per stabilire quante ore all'anno fosse necessario raffrescare un edificio. Sulla base di questi dati è stato possibile elaborare mappe tematiche di applicabilità del sottosistema evaporativo alla scala nazionale. Inoltre, per i climi corrispondenti alle tre località di riferimento della ricerca PRIME<sup>3</sup>, si sono studiati, utilizzando il programma PHDC (Ford et alii 2010), i potenziali di funzionamento su base oraria.

### 5.3. Background conoscitivo – tecniche di raffrescamento ventilativo evaporativo

Il termine raffrescamento evaporativo definisce tutti i processi nei quali parte del calore sensibile di un flusso d'aria è assorbito sotto forma di calore latente da gocce d'acqua o superfici bagnate al fine di consentire il processo di evaporazione (cambiamento di fase dell'acqua dallo stato liquido a quello gassoso) (Grosso 2011). Il processo di evaporazione si sviluppa quanto la pressione al vapore sulla superficie dell'acqua è maggiore di quella dell'atmosfera circostante. Il processo è un'umidificazione adiabatica, in quanto la temperatura dell'aria varia senza l'aggiunta o l'estrazione di energia dal sistema. È possibile tracciare un processo evaporativo su un diagramma psicrometrico seguendo le linee a bulbo umido costante.

L'utilizzo di sistemi evaporativi per il raffrescamento degli ambienti è diffuso praticamente in ogni parte del globo. Tuttavia, in base alle condizioni climatiche locali, l'efficacia dei sistemi evaporativi varia notevolmente e, in alcuni casi, occorre progettare sistemi di trattamento aggiuntivi per il raggiungimento delle condizioni di comfort desiderate. Il principale parametro climatico da tenere in considerazione nelle tecnologie evaporative è la depressione a bulbo umido: la differenza tra le temperature a bulbo secco e bulbo umido dell'aria da trattare. La temperatura a bulbo umido è il limite inferiore raggiungibile tramite un processo evaporativo.

I sistemi evaporativi possono essere suddivisi in diretti e indiretti. Nel primo caso, l'aria d'immissione in ambiente è raffrescata tramite il contatto con particelle di acqua liquida, convertendo parte del calore sensibile in latente in condizioni di temperatura a bulbo umido costante. Nel secondo caso (sistemi indiretti), l'aria d'immissione viene raffrescata per via sensibile utilizzando uno scambiatore di calore, dove il flusso secondario è costituito da aria (o da un liquido) raffrescata da un processo evaporativo.

Nel corso del presente report si fa principalmente riferimento alle tecniche evaporative dirette.

#### 5.3.1. Sistemi di raffrescamento evaporativo

L'utilizzo di sistemi evaporativi per il raffrescamento è riscontrabile fin dall'antichità. In particolare, Bahadori (1978) studiò diverse applicazioni storiche evaporative utilizzate nelle aree desertiche dell'antico Egitto e della Persia (Iran). Ad esempio, le torri del vento iraniane, di per sé basate su un raffrescamento ventilativo, erano in molti casi dotate di sistemi evaporativi, volti a ridurre la temperatura dell'aria in ingresso tramite l'umidificazione. Il processo evaporativo avveniva grazie a bacini d'acqua o superfici porose mantenute umide in quanto lambite da correnti d'aria (Ford et alii 2010; Bahadori et alii 2008). Analogamente nelle *mashrabiya*, archetipi dell'architettura mussulmana in medio oriente, erano spesso collocati dei vasi pieni d'acqua per indurre un effetto evaporativo (Grosso 2011). In epoca contemporanea, agli inizi del XX secolo, negli USA, sono state sviluppate le prime tecnologie di condizionamento dell'aria basate su sistemi evaporativi.

Focalizzandosi sui sistemi passivi, e sulle soluzioni di evaporativo diretto, è possibile classificare i sistemi di raffrescamento evaporativo per caduta diretta (Passive Draught Evaporative Cooling – PDEC) secondo quanto riportato da (Ford et alii 2010):

- a. *Cool tower* - torri di raffrescamento dotate di *wet pad* (filtri a nido d'ape bagnati);
- Shower tower* - torri di raffrescamento con getto a doccia;
- Misting tower* - Torri di raffrescamento con ugelli nebulizzatori;
- Porous media* - Sistemi che utilizzano ceramiche porose mantenute umide.

#### **5.3.1.1. Cool tower – sistema a wet pad**

Le torri di raffrescamento evaporativo a *wet pad*, come il centro per visitatori dello Zion National Park in Utah, sono caratterizzate da un trattamento evaporativo dell'aria in ingresso basato sull'attraversamento di un pannello fibroso o a nido d'ape bagnato e mantenuto umido tramite specifici dispositivi (es. ugelli). Il processo evaporativo avviene all'interno del *wet pad*. L'aria raffrescata, e più umida, scende per moto naturale lungo la torre prima di essere distribuita negli ambienti sottostanti.

#### **5.3.1.2 Shower tower – sistema getto a doccia**

Le torri per il raffrescamento evaporativo definite *shower tower*, come le cinque torrette in tessuto leggero installate nella *Council House 2* di Melbourne in Australia e la torre dell'istituto *Blaustein*, Israele, sono caratterizzate da ugelli spruzzatori posti all'imbocco della torretta. Scendendo lungo la torre, il flusso d'aria riduce la propria temperatura grazie al processo evaporativo delle gocce d'acqua circostanti. Il moto dell'acqua aumenta il tiraggio del flusso. Queste soluzioni generalmente prevedono l'adozione di un bacino di raccolta dell'acqua in eccesso posto sul fondo della torretta e un sistema di ricircolo dell'acqua non evaporata.

#### **5.3.1.3 Misting tower – sistema a ugelli nebulizzatori**

Il processo è analogo al caso precedente, tuttavia, l'impiego di ugelli nebulizzatori facilita il processo evaporativo e riduce, o evita, la presenza di acqua in eccesso rispetto alle *shower tower*. Inoltre, il processo evaporativo interessa un'altezza inferiore della torre, circa 1-1.5 metri, permettendo di poter estrarre aria raffrescata anche da eventuali piani posti lungo la lunghezza della torre. Esempi di *misting tower* sono stati installati nel *Torrent Research Center* di *Ahmedabad*, lungo l'avenue of Europe nell'Expo di Siviglia del 1992 e nello *Stanford Ecology Center*.

#### **5.3.1.4 Porous media**

L'impiego di vasi in ceramica porosa riempiti d'acqua per favorire il processo di raffrescamento evaporativo è noto fin dall'antichità. Oggi sono disponibili alcuni pannelli porosi in ceramica specifici per raffrescare l'aria che lambisce la superficie umida tramite l'evaporazione dell'acqua. Il padiglione Spagnolo dell'Expo di Saragozza del 2008, utilizzava colonne in composti ceramici porosi immerse in una vasca d'acqua per sfruttare l'effetto della risalita capillare del liquido e della successiva evaporazione.

### **5.4. Applicabilità territoriale dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto**

L'applicabilità dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto a diversi contesti climatici può essere stimata calcolando uno o più dei seguenti indicatori:

1. Disponibilità annua totale del potenziale di raffrescamento evaporativo (depressione a bulbo umido);
2. Temperatura media mensile di raffrescamento (nel caso di trattamento dell'aria, consiste nella media delle temperature di uscita dal sistema evaporativo);
3. Analisi dei periodi di indisponibilità del potenziale di raffrescamento evaporativo confrontati con i periodi caldi e umidi dell'anno tipo locale.



È anche importante considerare la disponibilità idrica locale nel periodo estivo al fine di verificare l'applicabilità dei sistemi evaporativi.

È inoltre possibile studiare l'applicabilità dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto basandosi su un metodo descritto in letteratura (Ford et alii 2010) e applicato in diversi contesti internazionali (Salmeron et alii 2012; Xhuan & Ford 2012).

I fattori determinanti per l'analisi di applicabilità sono:

- L'andamento delle temperature a bulbo secco (DBT);
- L'andamento delle temperature a bulbo umido (WBT).

In base ai valori precedentemente descritti devono essere calcolati:

- la depressione a bulbo umido per il periodo di raffrescamento (DBT-WBT);
- la differenza tra la temperatura di set point estiva (26°C) e la temperatura a bulbo umido.

Il primo indice permette di calcolare il potenziale nell'utilizzo di un sistema evaporativo per raffrescare l'aria, il secondo il potenziale di raffrescamento di un edificio tramite un sistema capace di portare la temperatura dell'aria di immissione sul valore della temperatura a bulbo umido.

In aggiunta ai due indici sopra presentati, è importante valutare i *cooling degree hour* (CDH) della località in esame, al fine di poter confrontare i valori ottenuti con la domanda di raffrescamento estiva di un dato ambiente.

I CDH sono calcolati in base alla formula seguente:

$$CDH_{set} = \sum_{i=1}^n (T_i - T_{set})$$

Dove  $T_{set}$  è la temperatura di set point (26°C).

#### **5.4.1. Applicabilità a scala europea**

L'applicabilità su scala europea dei sistemi evaporativi diretti per il raffrescamento passivo è stata recentemente oggetto di uno studio scientifico (Salmeron et alii 2012), che evidenzia cinque zone di potenziale applicabilità dei sistemi evaporativi diretti. Figg. 5.1 e 5.2, estrapolate dallo studio menzionato, evidenziano da un lato l'applicabilità dei sistemi in base ai parametri DBT-WBT e 25-WBT, dall'altro il potenziale di raffrescamento passivo per sistemi ventilativi evaporativi mediato sulla domanda di raffrescamento.

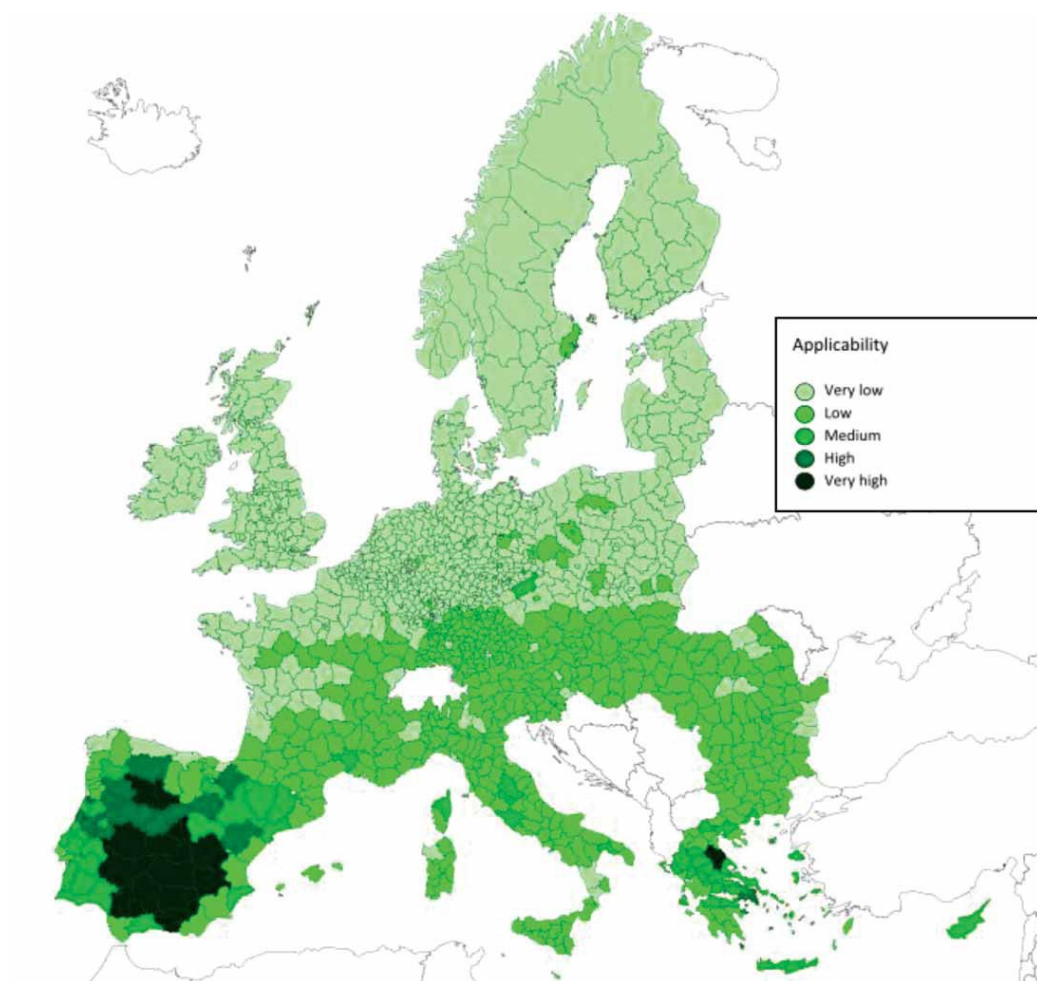


Fig. 5.1 – Applicabilità dei sistemi evaporativi a scala europea. Immagine tratta da (Salmeron et alii 2012, 265).

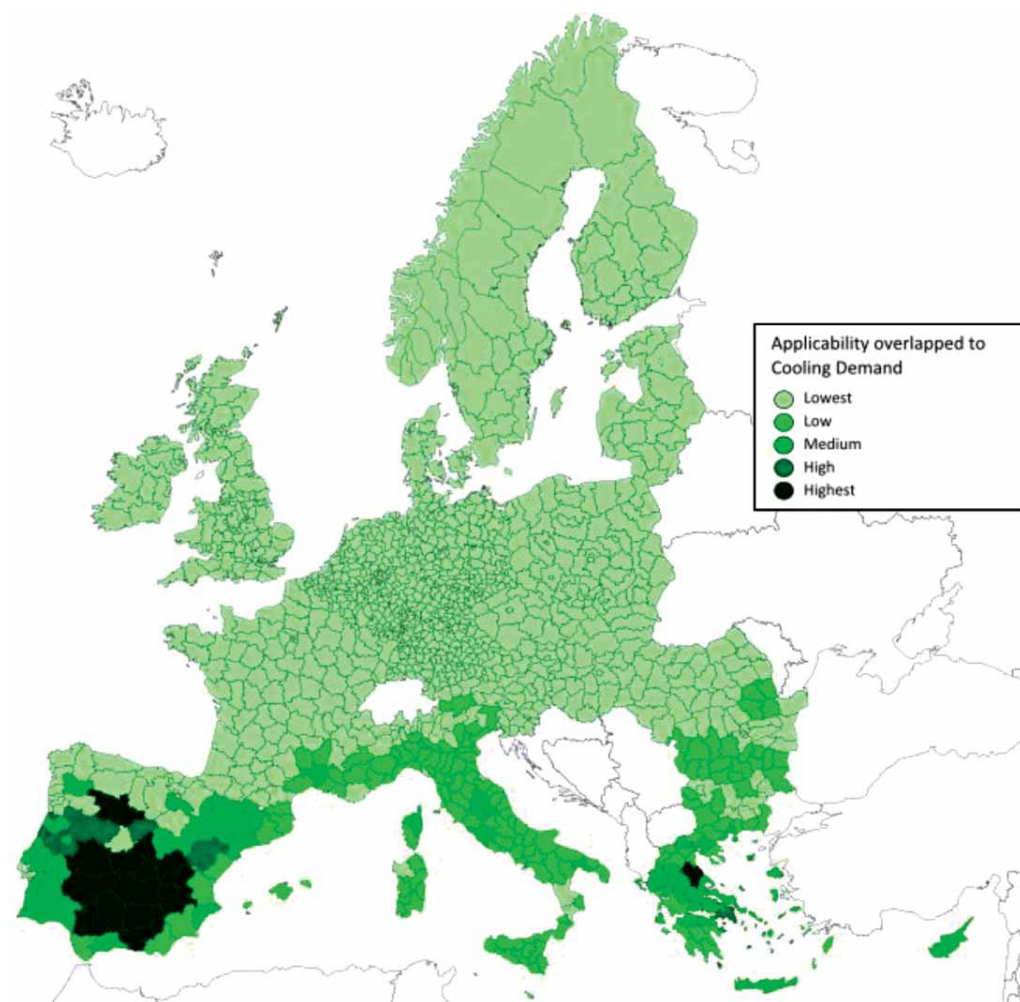


Fig. 5.2 – Applicabilità dei sistemi evaporativi a scala europea pesata sulla domanda di raffrescamento. Immagine tratta da (Salmeron et alii 2012, 267).

Si noti come, nel territorio italiano, l'applicabilità dei sistemi evaporativi non sia elevata come per il territorio spagnolo per la limitata differenza DBT-WBT del contesto climatico dell'Italia. Questa constatazione rafforza l'importanza dell'impiego di sottosistemi evaporativi in un sistema di raffrescamento passivo più complesso, capace di deumidificare l'aria da trattare, come il caso delle soluzioni H-NAC proposte.

#### **5.4.2. Applicabilità del sistema di raffrescamento evaporativo diretto al contesto italiano**

Nel corso della ricerca, seguendo la metodologia sopra descritta, si è sviluppata una mappa di applicabilità su scala provinciale (riportata ai dati del capoluogo) dei sistemi evaporativi sul territorio italiano nel periodo estivo (giugno-agosto, per garantire la confrontabilità con la mappa europea). I dati climatici sono derivati dagli anni tipo orari elaborati negli ultimi anni (ultimo aggiornamento dicembre 2013) dal Comitato Termotecnico Italiano (CTI) e gratuitamente accessibili dal loro portale web.

Il calcolo dei gradi ora di raffrescamento è stato effettuato sul periodo maggio-settembre, comprendendo anche una quota parte del periodo neutro. Le misure sull'applicabilità dei sistemi evaporativi diretti è invece effettuata su base estiva (giugno-agosto) in linea con le esperienze

internazionali riportate in precedenza. La temperatura di set point è stata tuttavia impostata su 26°C. Le Figg. 5.3, 5.4 e 5.5 riportano la zonizzazione geografica, elaborata a scala provinciale, dei tre parametri, sopra descritti, utilizzabili per determinare l'applicabilità dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto, sulla base dei valori orari dell'anno tipo elaborato dal CTI per i Capoluoghi di Provincia italiani.

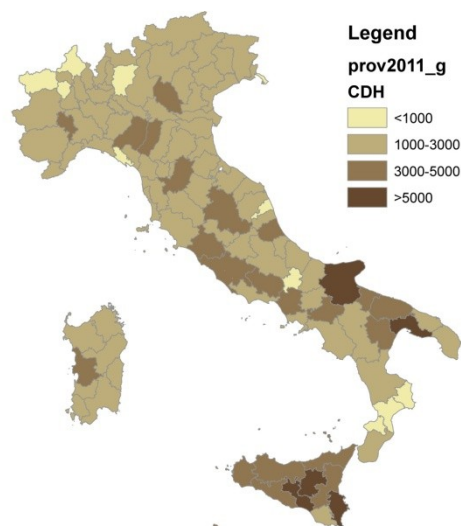


Fig. 5.3 – Classificazione del territorio provinciale italiano in base ai gradi ora di raffrescamento (maggio-settembre).

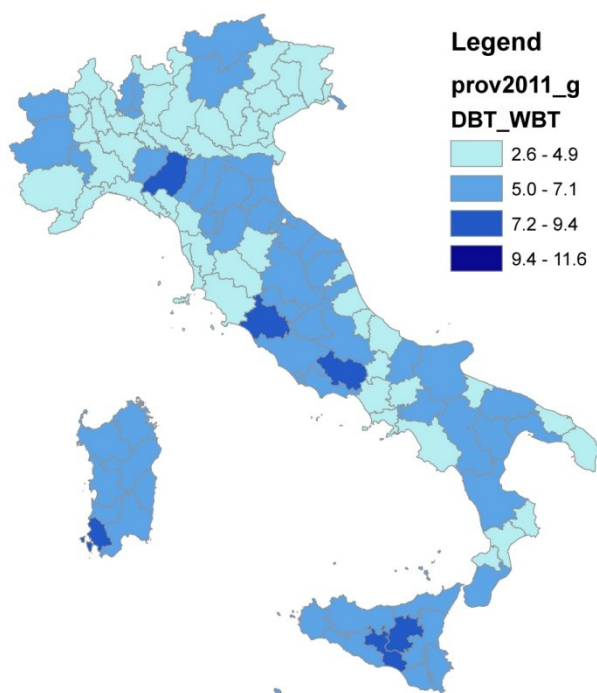


Fig. 5.4 – Classificazione del territorio provinciale italiano in base alla depressione a bulbo umido media estiva (giugno-agosto).

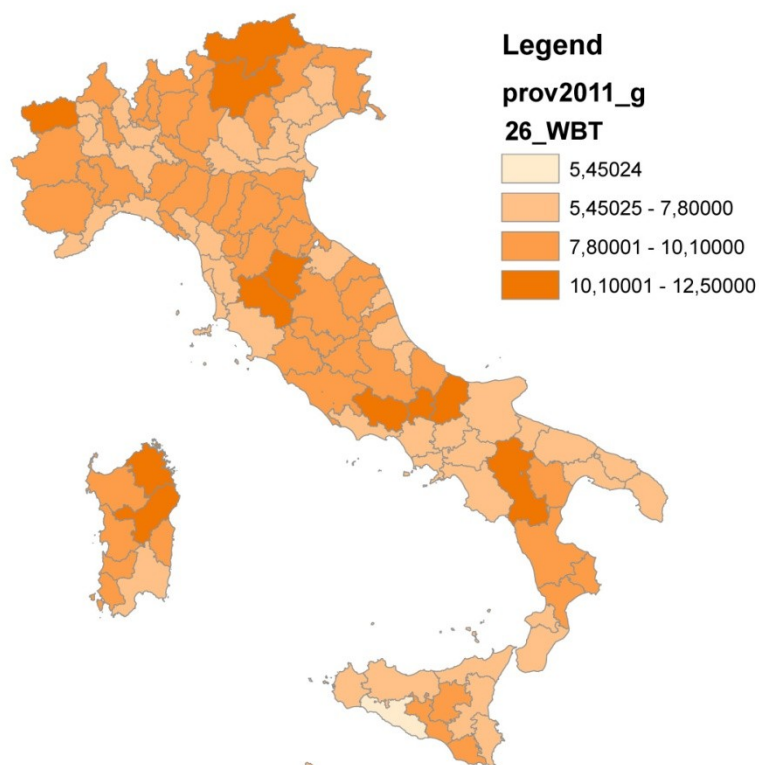


Fig. 5.5 – Classificazione del territorio provinciale italiano in base alla differenza media estiva tra 26°C e la temperatura a bulbo umido (giugno-agosto).

#### 5.4.3. Potenzialità del sistema di raffrescamento evaporativo nelle località di riferimento PRIME<sup>3</sup>

Per le tre località di riferimento del progetto PRIME<sup>3</sup> (Torino, Roma, Messina), si è proceduto a sviluppare un'analisi più dettagliata per determinare le condizioni di potenzialità applicativa dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto. In tabella 5.1 sono riportati i valori mensili di gradi ora di raffrescamento, i valori medi mensili di depressione a bulbo umido e della differenza 26-WBT per le tre località. Si è anche calcolato il valore in gradi ora per il raffrescamento tenendo in considerazione la temperatura a bulbo umido per verificare se sia possibile, dal solo punto di vista della temperatura, raggiungere i livelli di comfort desiderati.

Il dato è da intendersi indicativo, in quanto è necessario tenere in considerazione anche i valori di umidità relativa; tuttavia, esso permette di verificare se il limite teorico di raffrescamento evaporativo sia sufficiente rispetto alla temperatura di set point. Si evidenzia come il clima di Messina richieda un numero di gradi ora di raffrescamento inferiori a quelli di Roma. Inoltre, Messina presenta un'umidità relativa maggiore, come evidenziato da una depressione a bulbo umido inferiore rispetto a quella romana.

Tab. 5.1 – Valori mensili dei parametri caratteristici del raffrescamento evaporativo diretto per le tre località di riferimento di PRIME<sup>3</sup>:  $CDH$ ,  $CDH_{wbt}$  (al raggiungimento della temperatura a bulbo umido),  $DBT-WBT$  (depressione media mensile a bulbo umido) e  $set-WBT$  (differenza media mensile tra 26°C (temperatura di set point) e  $WBT$ ).

<b>TORINO</b>				
	$CDH_{wbt}$	$CDH$	$DBT-WBT$	$set-WBT$
<i>maggio</i>	0	39	5	14
<i>giugno</i>	0	552	6	10
<i>luglio</i>	0	703	5	7
<i>agosto</i>	0	378	5	9
<i>settembre</i>	0	26	4	12

<b>ROMA</b>				
	$CDH_{wbt}$	$CDH$	$DBT-WBT$	$set-WBT$
<i>maggio</i>	0	452	5	12
<i>giugno</i>	0	597	5	9
<i>luglio</i>	0	1484	7	7
<i>agosto</i>	0	1706	7	7
<i>settembre</i>	0	363	5	9

<b>MESSINA</b>				
	$CDH_{wbt}$	$CDH$	$DBT-WBT$	$set-WBT$
<i>maggio</i>	0	65	4	11
<i>giugno</i>	0	661	4	7
<i>luglio</i>	0	1313	6	6
<i>agosto</i>	3	1189	5	5
<i>settembre</i>	0	382	4	7

I grafici di Fig. 5.6 riportano, sul diagramma psicrometrico di Carrier, i valori orari dell'anno tipo di temperatura a bulbo umido e di temperatura a bulbo secco dei mesi estivi (giugno, luglio e agosto) nelle tre località in esame. Sul diagramma sono rappresentate le aree di comfort estivo ASHRAE e i confini di comfort modificati in base all'applicabilità delle tecniche di raffrescamento passivo evaporativo diretto e di ventilazione naturale controllata diurna, per poter migliorare il grado di leggibilità dell'applicabilità del sistema evaporativo. L'adozione di un sottosistema di scambio sensibile a monte dell'evaporativo permette di ridurre l'entalpia dell'aria in ingresso lungo una linea a titolo costante, riducendo la temperatura raggiungibile tramite un raffrescamento evaporativo diretto.

Si prevede che le tecniche di raffrescamento evaporativo possano, dunque, essere prese in considerazione, specialmente se integrate in un sistema di raffrescamento quale l'H-NAC, per ridurre la temperatura all'interno di un ambiente al di sotto della temperatura media esterna.



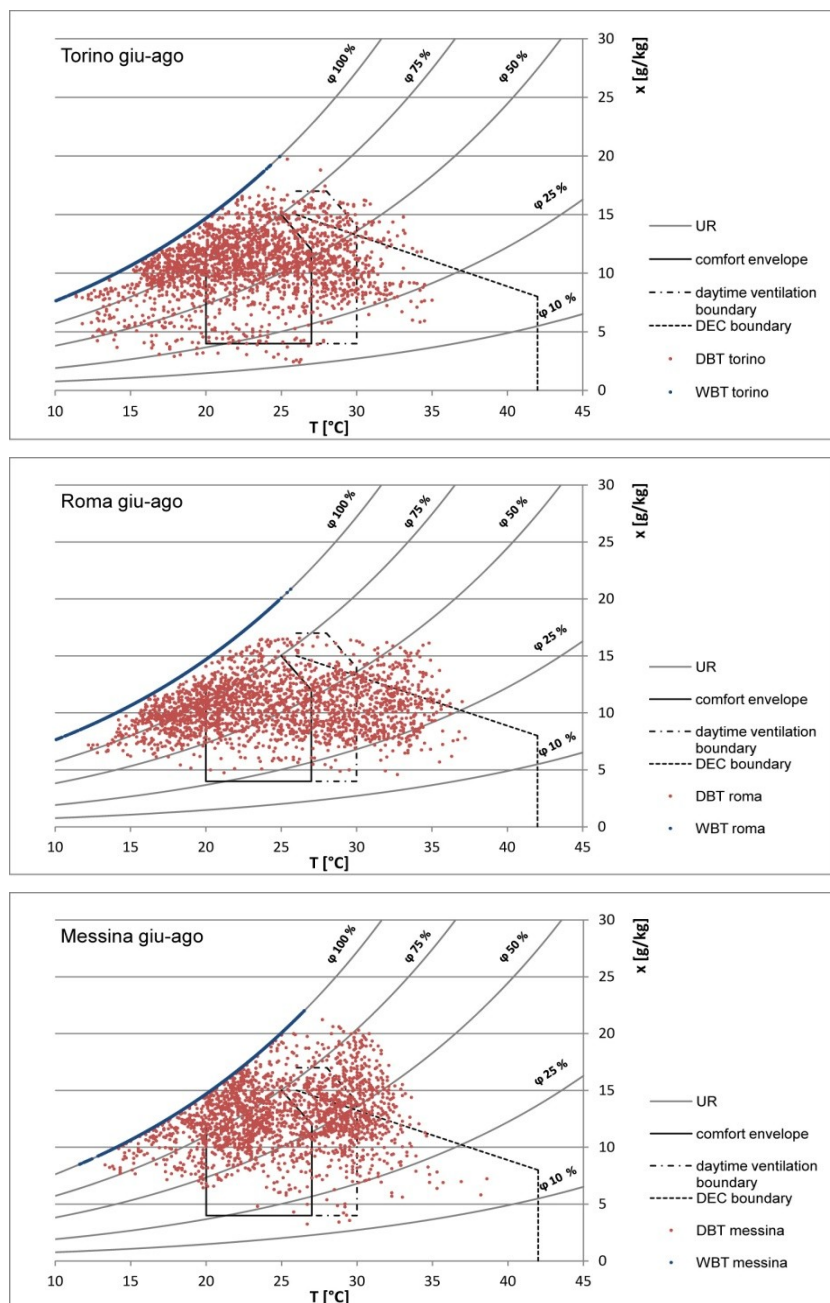


Fig. 5.6 – Diagrammi psicrometrici dei valori di temperatura a bulbo umido e a bulbo secco orari, per i mesi di giugno, luglio e agosto, tratti dall'anno tipo elaborato dal CTI per le località di Torino, Roma e Messina.

### **5.5. Il monitoraggio della torretta a raffrescamento evaporativo diretto ('rainshaft')**

Nella seconda metà del 2011 è stata installata, presso il Laboratorio "R.Mattone", una torretta evaporativa realizzata per monitorare il funzionamento del sottosistema evaporativo nel clima di Torino ai fini del progetto PRIME<sup>3</sup>. La torre è costituita da un profilo circolare in PVC di 3 m di altezza con un diametro di 630 mm (Fig. 5.7). Il sistema è composto da un semplice impianto idraulico. L'acqua viene messa in pressione da una motopompa, che ha la peculiarità di lavorare con basse portate d'acqua ad alte pressioni, poi successivamente spruzzata da alcuni ugelli nebulizzatori posti in cima alla struttura in funzione delle condizioni climatiche e della temperatura da raggiungere. Alla base troviamo una struttura piramidale in ferro che permette di mantenere stabile e ad un'altezza di 1 m da terra il profilo principale della torre, in modo da permettere facilmente l'esecuzione delle misurazioni. All'interno di questa struttura in ferro è stato posizionato un recipiente di raccolta dell'acqua non evaporata, che in questo caso sperimentale viene anche usato come cisterna di accumulo per il pescaggio della motopompa.

Per permettere delle misurazioni a livelli intermedi sono stati praticati due fori sul profilo principale alla distanza di 1 m l'uno dall'altro, in modo da poter posizionare facilmente le sonde termigrometriche.

In seguito, nel 2013, il sistema sperimentale evaporativo è stato dotato di una derivazione autonoma dell'impianto idrosanitario al fine di permettere un utilizzo continuo degli spruzzatori senza dover interrompere il flusso di acqua in coincidenza con altre attività di laboratorio. Inoltre si è provveduto a testare un sistema di spruzzatori (nebulizzatori), di tipo agricolo, utilizzati per l'irrigazione delle piante e per sistemi "domestici" di raffrescamento da balcone/giardino. Tuttavia, i risultati ottenuti mostrano come gli ugelli nebulizzatori utilizzati (plastica) non presentino caratteristiche ottimali per un impiego nel sistema H-NAC in quanto il raggio di azione risulta eccessivamente elevato, comportando la formazione di gocce sui bordi del tubo della torretta, motivo per cui non si è proseguito nella sperimentazione. In ogni caso, il bassissimo costo degli ugelli, li rende interessanti per applicazioni ad una possibile configurazione del sistema-parete H-NAC a raffrescamento evaporativo indiretto, con ricircolo dell'acqua in eccesso.

Fissata l'inapplicabilità dei sistemi di irrigazione domestica per un elemento evaporativo diretto, si è proceduto con due campagne di monitoraggio, una nel 2011 e una nel 2013, sul funzionamento della torretta utilizzando ugelli funzionanti a pressioni elevate (raggiungibili tramite la motopompa installata). Nella campagna del 2011, si sono utilizzati due spruzzatori da caldaia, capaci di produrre un getto d'acqua nebulizzato. Nella campagna del 2013 si è invece utilizzato un ugello da torre evaporativa meccanica applicabile ad un evaporativo diretto di tipo *Shower* (Fig. 5.7). Nel 2013 è stato possibile utilizzare le due UTA installate nel Laboratorio per il progetto PRIME<sup>3</sup> al fine di simulare il funzionamento della torretta in condizioni ambientali diverse da quelle interne della struttura. I risultati dei monitoraggi sono evidenziati nelle Figg. 5.8 e 5.9.





Fig. 5.7 - Immagini della torretta evaporativa diretta "Rain Shaft", installata nel Laboratorio "R. Mattone" e dell'ugello del tipo shower.

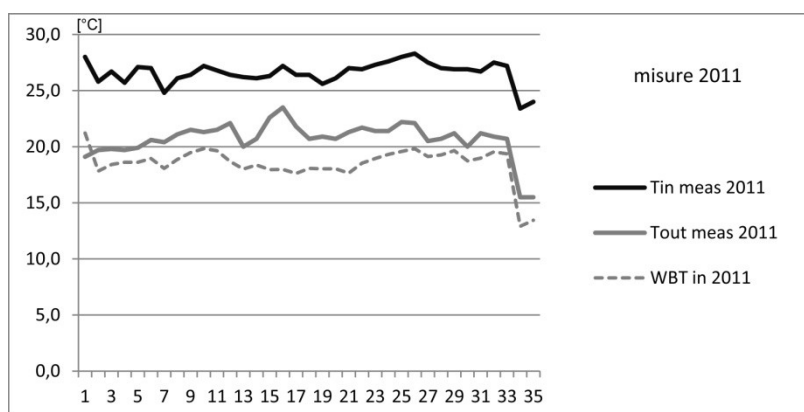


Fig. 5.8 – Misure sperimentali di laboratorio (settembre 2011): temperature in ingresso e uscita dalla torretta evaporativa; si noti la differenza di temperatura raggiunta tramite la torretta evaporativa e il confronto con la depressione a bulbo umido (calcolata sulla base della WBT calcolata secondo Stull 2011).

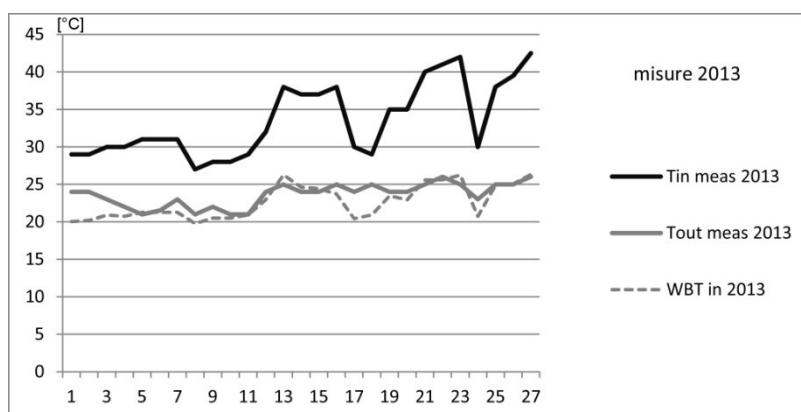


Fig. 5.9. – Misure sperimentali di laboratorio (luglio 2013): temperature in ingresso e uscita dalla torretta evaporativa. Si noti la differenza di temperatura raggiunta tramite la torretta evaporativa e il confronto con la depressione a bulbo umido (calcolata sulla base della WBT secondo Stull 2011). Si evidenziano alcuni punti in cui la temperatura in uscita è pari a quella a WBT.

L'impiego di spruzzatori da caldaia comporta da un lato un minore consumo di acqua, anche inferiore a 0,2 l/min, dall'altro la temperatura dell'aria in uscita non colma completamente la depressione a bulbo umido. Questa caratteristica può essere sfruttata per applicazioni in climi caldo secchi, specialmente se la disponibilità di acqua è ristretta. Infatti, nel caso in cui la depressione a bulbo umido sia elevata, è plausibile che si raggiunga la condizione di comfort prima di raggiungere la WBT garantendo un'aria raffrescata a condizioni di umidità relative inferiori al 100%. L'impiego di spruzzatori da torri evaporative permette, invece, di raggiungere o avvicinarsi notevolmente alla WBT, condizione di limite teorico, colmando la depressione. L'umidità relativa dell'aria in uscita è tuttavia pari o vicina al 100%.

La scelta della tipologia di ugelli è quindi un fattore da tenere in considerazione per la progettazione di sottosistemi evaporativi in base alle caratteristiche climatiche locali e alle performance desiderate.

## 5.6. Il componente di raffrescamento evaporativo nel sistema-parete H-NAC

Il sottosistema di raffrescamento evaporativo costituisce un'importante componente del sistema-parete H-NAC e può essere utilizzato sia per trattare direttamente il flusso primario di aria da immettere in ambiente, sia per raffrescare il flusso secondario dell'aria esausta ai fini di una soluzione indiretta.

Nel primo caso l'applicazione di un sistema evaporativo diretto è da effettuarsi a monte dello scambiatore sensibile di calore volto a ridurre l'incremento di temperatura dovuto al processo di deumidificazione. Nel secondo caso l'applicazione del sistema evaporativo indiretto può interessare il secondo flusso d'aria prima o all'interno dell'ingresso nello scambiatore sensibile sopramenzionato.

La deumidificazione dell'aria e il successivo scambio sensibile nello scambiatore (con la conseguente perdita di energia) permettono da un lato di raggiungere, in un determinato range di condizioni ambientali, una condizione di comfort termoigrometrico, dall'altro di costituire un valido supporto al processo evaporativo, soprattutto nei contesti climatici in cui la temperatura a bulbo umido non sia sufficientemente bassa per il raggiungimento della desiderata condizione di comfort. Si ricorda che i

processi di deumidificazione e umidificazione avvengono in condizioni isoentalpiche, la riduzione dell'energia del flusso d'aria avviene quindi nel solo scambio sensibile.

Una possibile strategia per l'ottimizzazione del funzionamento del sistema integrato consta nella separazione del flusso d'aria in uscita dallo scambiatore sensibile indirizzando un flusso verso un sottosistema evaporativo diretto che raggiunge la saturazione senza trattare il secondo flusso. Secondo questo approccio è possibile controllare maggiormente i parametri termoigrometrici dell'aria in ingresso in ambiente tramite la miscelazione tra i due flussi e, eventualmente, la gestione delle bocchette utilizzate alla separazione.

L'integrazione del componente di raffrescamento evaporativo nel sistema-parete H-NAC è descritto, graficamente, nello schema di funzionamento del sistema stesso, illustrato nel § 6, e negli elaborati esecutivi impiantistici allegati.

## 5.7. Analisi parametrica delle prestazioni dei sistemi evaporativi diretti

### 5.7.1. Metodologia

Nell'ambito delle strategie di trasferimento tecnologico dei risultati della ricerca PRIME<sup>3</sup>, al fine di renderli generalizzabili e utilizzabili in un contesto più ampio, si è sviluppato un'analisi parametrica delle prestazioni dei sistemi di raffrescamento evaporativo diretto in funzione di variabili geometriche, climatiche e tecnologiche. Per effettuare le simulazioni si è utilizzato il software *PHDC AirFlow*, elaborato nel corso di un progetto finanziato dall'Unione Europea e distribuito in (Ford et alii 2010). *PHDC Airflow* è un software per il calcolo automatico di portata d'aria (m<sup>3</sup>/h), temperatura (°C) e umidità relativa (%) in uscita, per diverse tipologie di sistemi PDEC (*shower tower*, *misting tower*, *cool tower*). Gli output sono calcolati a partire dalle caratteristiche climatiche di sito e dalle configurazioni geometriche, sia della torre di raffrescamento, sia dell'ambiente da raffrescare.

A partire dalla schermata principale del software è possibile scegliere la configurazione dell'ambiente abilitando specifiche sezioni di calcolo: la definizione della torretta evaporativa, dell'ambiente e dell'eventuale torre di estrazione (Fig. 5.10). Il software è stato implementato dagli autori (Ford et alii 2010) come plug-in di un software per il calcolo dinamico dei fabbisogni di un edificio e fornisce come output: portata d'aria, temperatura e umidità relativa, per un flusso in uscita dalla torretta evaporativa.

Tali dati consentono di determinare la potenza di raffrescamento fornita, tramite la seguente equazione:

$$\dot{Q}_{PDEC} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_a (T_{in} - T_{out}) [W]$$

dove:

$\dot{Q}$	potenza di raffrescamento del sistema evaporativo diretto;
$\dot{V}$	portata volumica dell'aria raffrescata, output fornito dal software PHDC Airflow [m <sup>3</sup> /h];
$\rho$	massa volumica dell'aria, posta pari a 1,2 [kg/m <sup>3</sup> ];
$c_a$	calore specifico dell'aria, posto pari a 1006 [J/kgK];
$T_{in}$	temperatura in ingresso al sistema evaporativo, espressa in [°C];
$T_{out}$	temperatura in uscita al sistema PDEC, espressa in [°C] e fornita dal software.

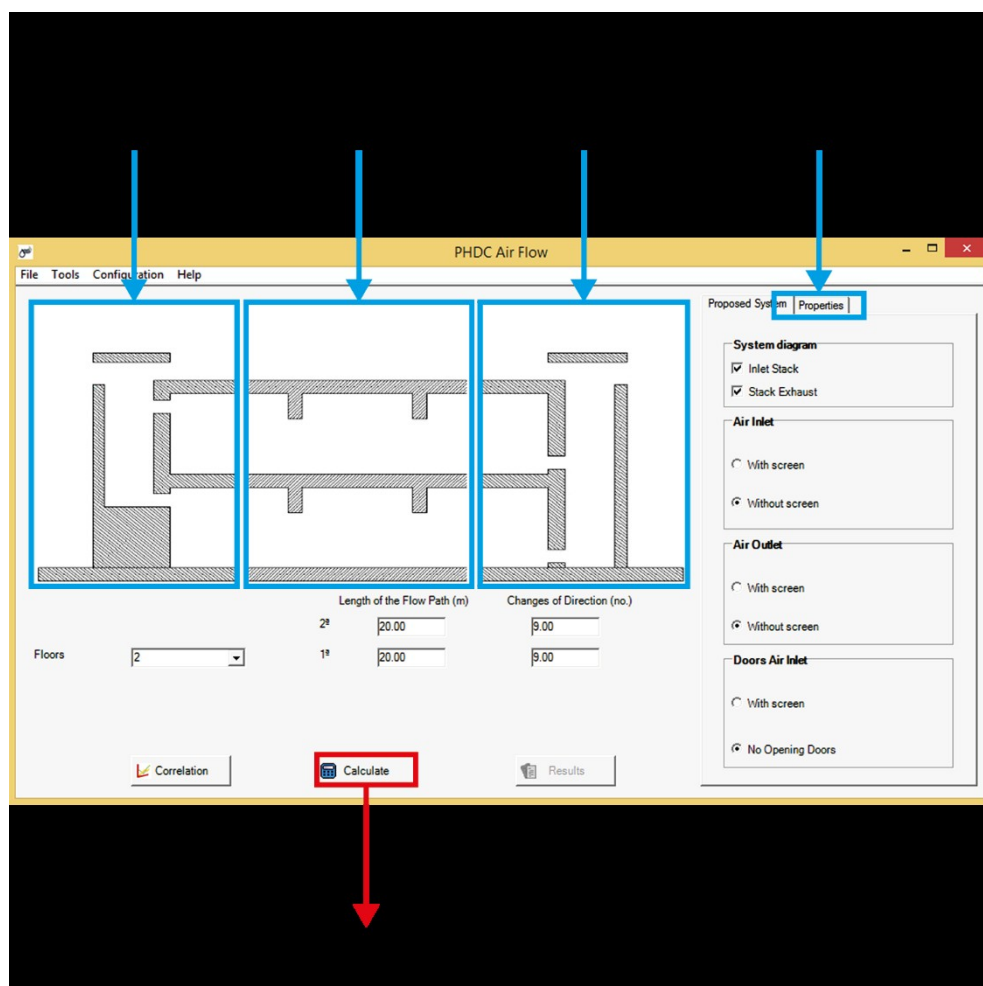


Fig. 5.10 - Schermata di input iniziale del software PHDC Airflow (Ford et alii 2010)

Abilitando la sezione della torre PDEC e della torre di estrazione è possibile accedere a due ulteriori schermate del software per le impostazioni specifiche (Figg. 5.11). Infine, tramite la scheda delle proprietà, si possono digitare le caratteristiche dell'aria esterna (temperatura in °C, e umidità relativa in %), dell'aria interna al locale considerato (temperatura in °C, e umidità relativa in %), la velocità del vento (m/s), l'altezza sul livello del mare (m) e l'altezza del locale (m). Per quanto riguarda l'edificio si può scegliere il numero di piani interessati dal raffrescamento evaporativo: da un minimo di 1 ad un massimo di 4.

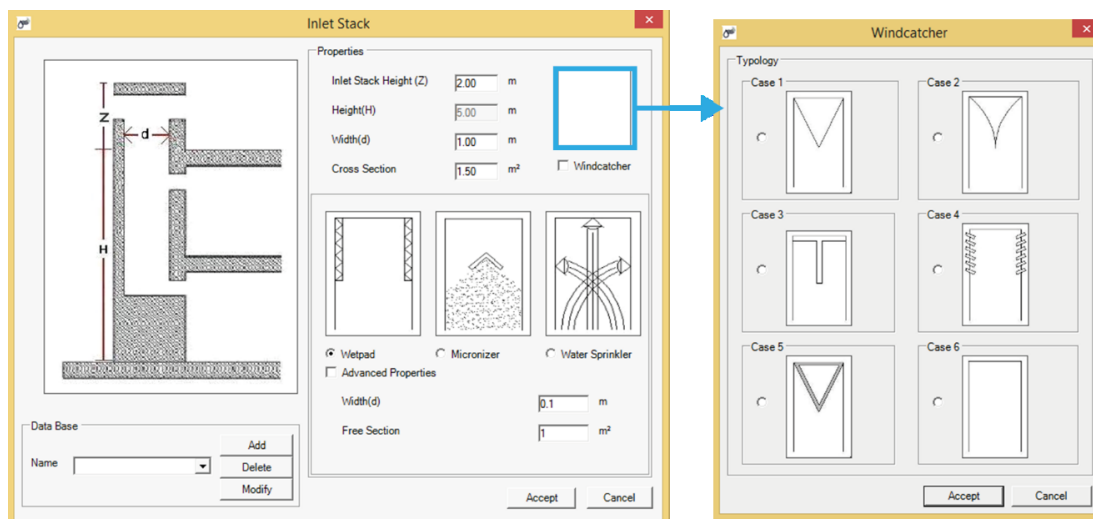


Fig. 5.11a – Schermata di selezione del sistema evaporativo e del “windcatcher” (Ford et alii 2010).

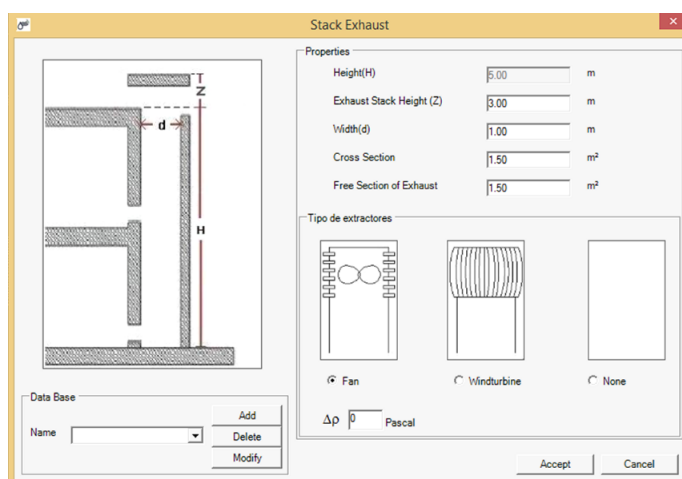


Fig. 5.11b – Schermata di selezione delle caratteristiche geometriche della torre di estrazione (Ford et alii 2010).

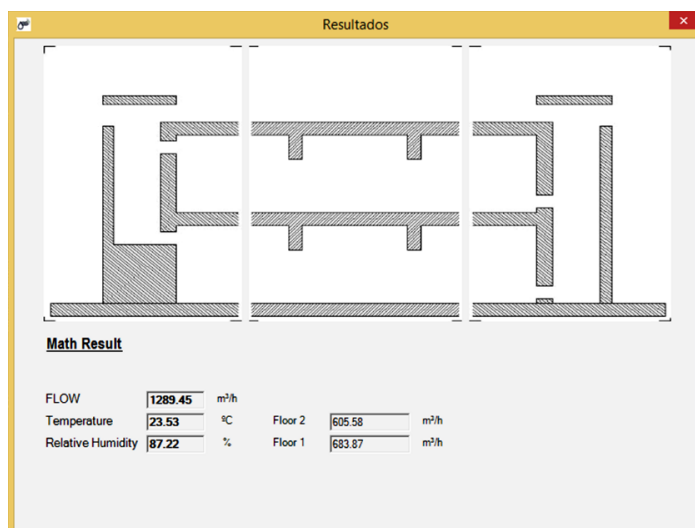


Fig. 5.11c – Schermata dei risultati, portata volumica (distinta per piani), temperatura e umidità relativa (Ford et alii 2010).

Le simulazioni sono state sviluppate seguendo una procedura in quattro fasi, illustrate negli schemi delle Figg. 5.12.

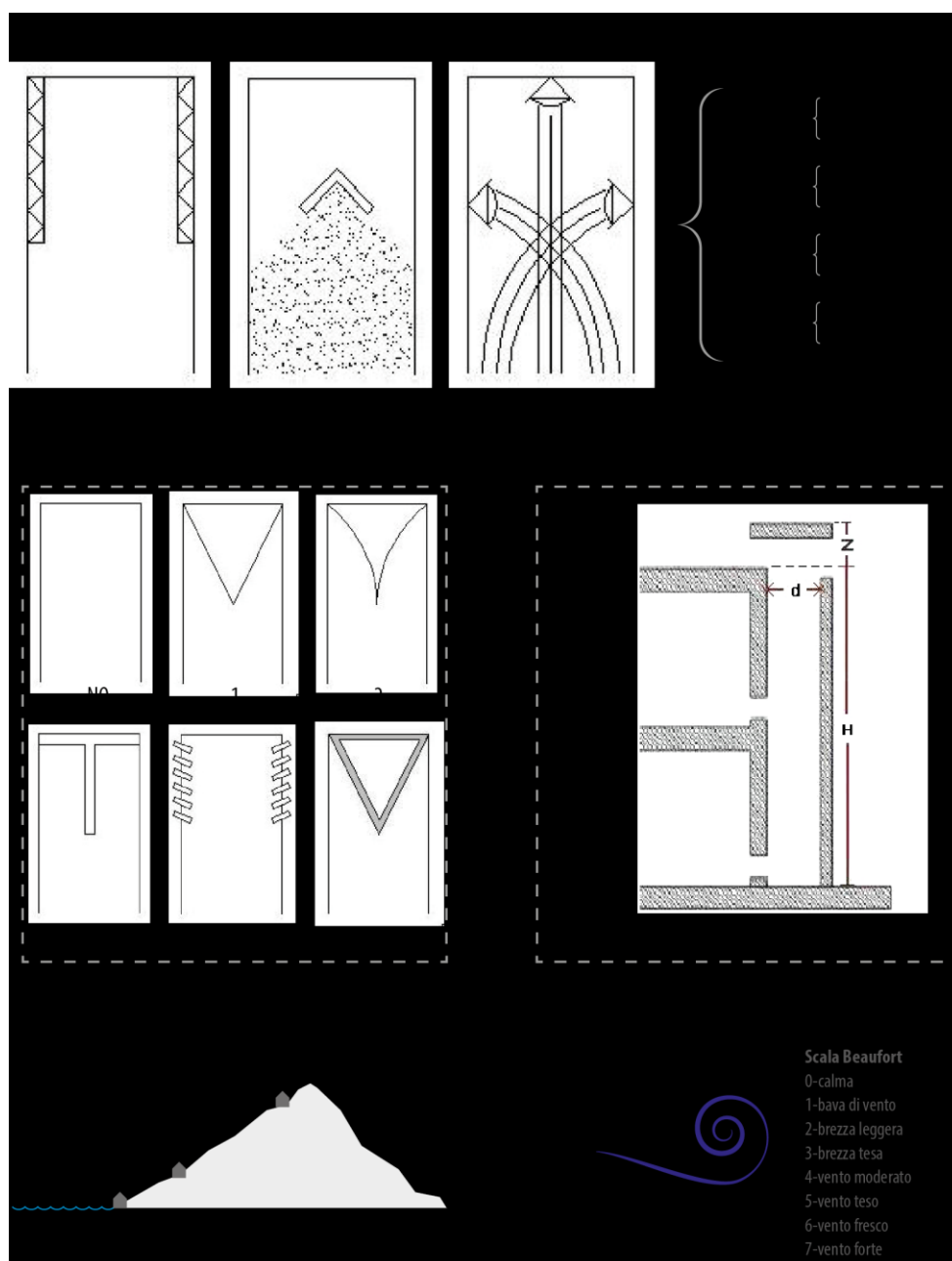


Fig. 5.12a – Prime tre fasi della simulazione per la verifica parametrica

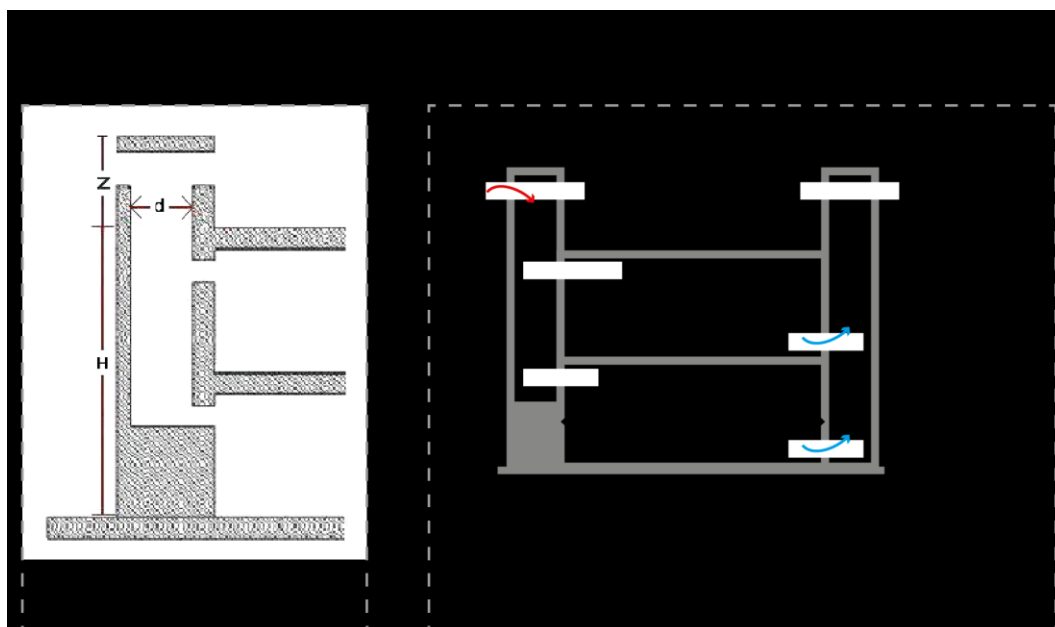


Fig. 5.12b – Quarta fase della simulazione per la verifica parametrica

### 5.7.2. Risultati dell'analisi: fase 1 – Comportamento dei diversi sistemi evaporativi

Nella prima fase delle simulazioni sono state condotte delle simulazioni per ogni sistema di evaporativo diretto disponibile (misting tower, shower tower, cool tower) atte a verificarne il comportamento al variare di alcuni parametri climatici. I calcoli sono stati effettuati per i parametri climatici e geometrici indicati in Tab. 5.2.

Tab. 5.2 – Parametri di input per l'analisi di fase 1

Proprietà climatiche							Dati geometrici dell'edificio																				
T <sub>est</sub> [°C]	UR <sub>est</sub> [%]	T <sub>in</sub> [°C]	UR <sub>in</sub> [%]	V <sub>vento</sub> [m/s]	H <sub>(s.l.m.)</sub> [m]	H <sub>(piano)</sub> [m]																					
28	20	26	50	2	0	2,7	n <sub>piani</sub>	l	C <sub>dir.</sub>																		
	40						[-]	[m]	[n°]																		
	60						1	10	9																		
30	20	26					50	2	0	2,7	1	10	9														
	40																										
	60																										
35	20	26												50	2	0	2,7	1	10	9							
	40																										
	60																										
40	20	26																			50	2	0	2,7	1	10	9
	40																										
	60																										



Di seguito si riportano i risultati dell'analisi sulle tre tipologie di torretta evidenziando gli ulteriori parametri di indagine specifici.

#### 5.7.2.1. Simulazione della cool tower - Wetpad (Sistema PDEC con filtri bagnati)

Per il sistema evaporativo diretto a wetpad sono state effettuate due simulazioni: la variazione dello spessore del pannello del filtro e quella dell'area coperta dal pannello stesso (Fig. 5.13), in presenza di una determinata configurazione geometrica dell'apertura d'ingresso dell'aria (Fig. 5.14).

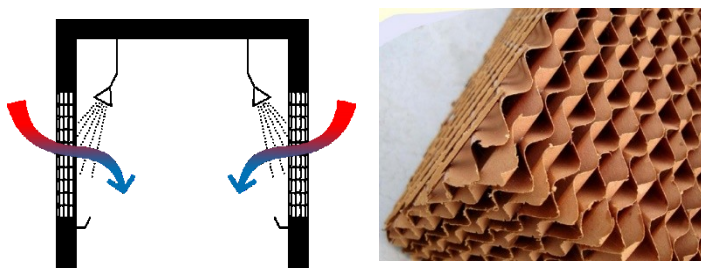


Fig. 5.13 – Schema ed esempio di un pannello del filtro (Celdek).

Inlet				
$z_{inlet}$	$h_{inlet}$	$d_{t,inlet}$	$A_{t,inlet}$	C.V.
[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[si,no]
2	4,7	1	1,5	no

Fig. 5.14 – Dati geometrici relativi all'apertura d'ingresso dell'aria.

I risultati della simulazione sono riportati nelle Figg. 5.15.



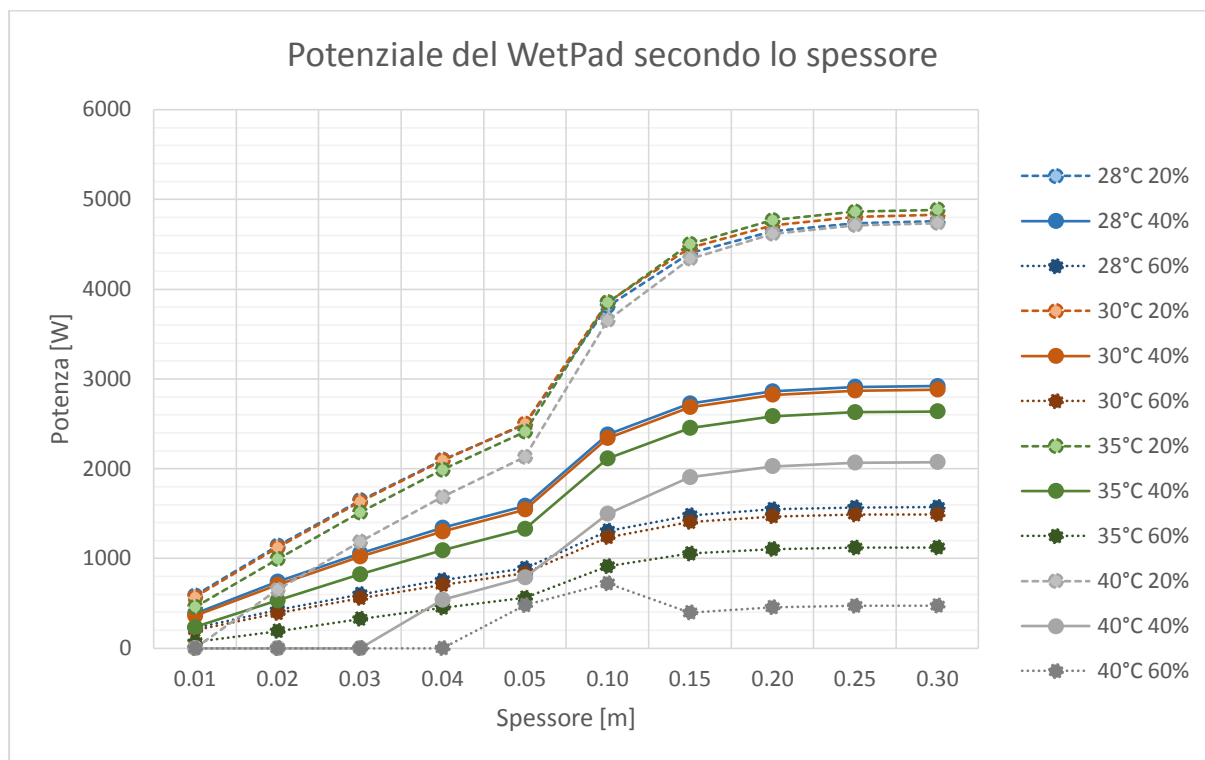


Fig. 5.15a- Grafico del potenziale del sistema “wetpad” in base allo spesso del filtro.

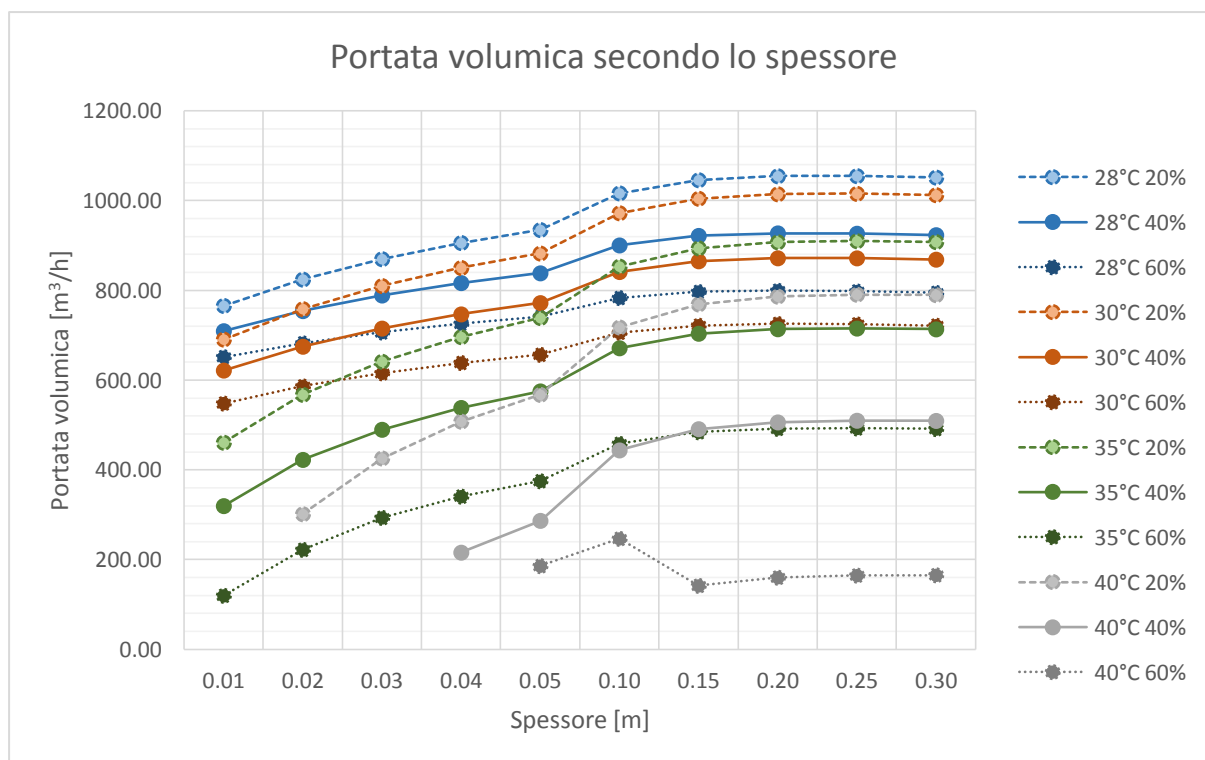


Fig. 5.15b – Grafico della portata volumica del sistema “wetpad” in base allo spesso del filtro.

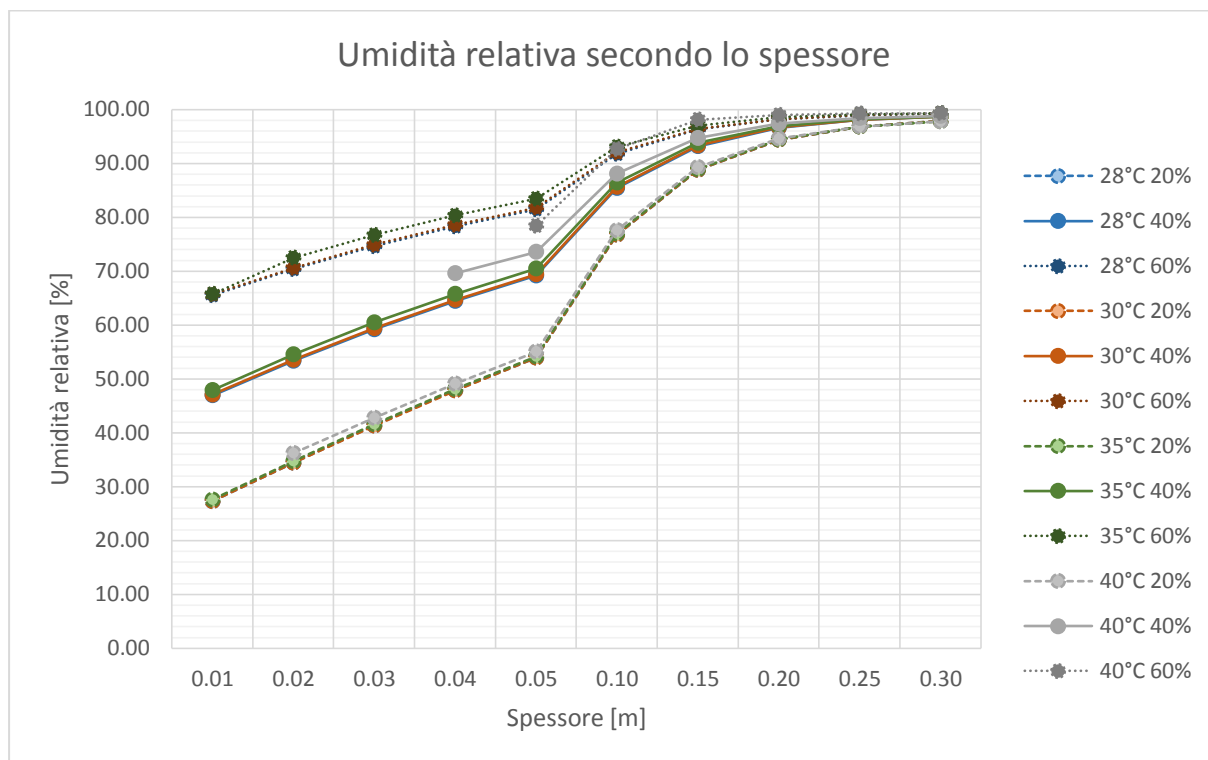


Fig. 5.15c – Grafico dell'umidità relativa del sistema "wetpad" in base allo spesso del filtro.

Si noti come il potenziale sia più influenzato dall'umidità relativa che dalla temperatura esterna. Tuttavia, dall'interpretazione dei diversi grafici, si intuisce che per valori di umidità relativa dell'aria esterna superiori al 60% il sistema non sarà sufficientemente performante in termini di comfort termico, indipendentemente dai valori di temperatura. Inoltre, si consiglia di evitare spessori di wetpad superiori ai 10 cm.

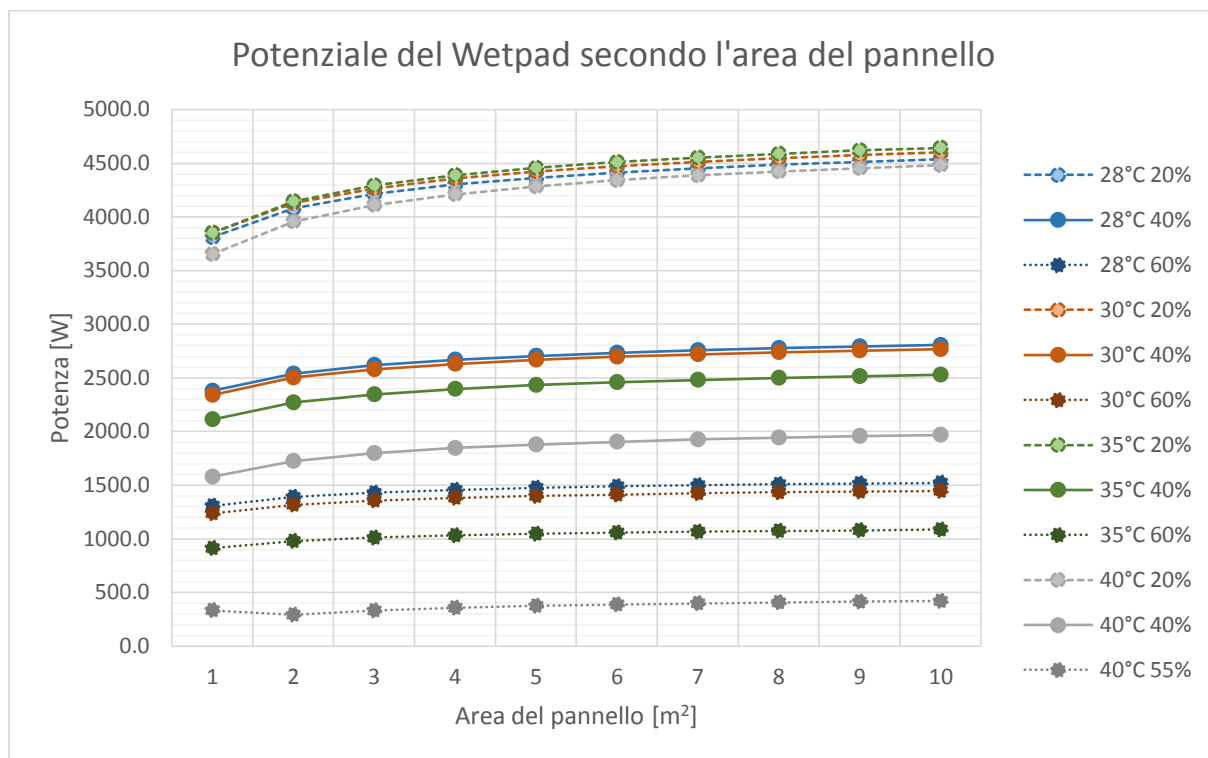


Fig. 5.15d – Grafico del potenziale del sistema “wetpad” in base all’area del pannello.

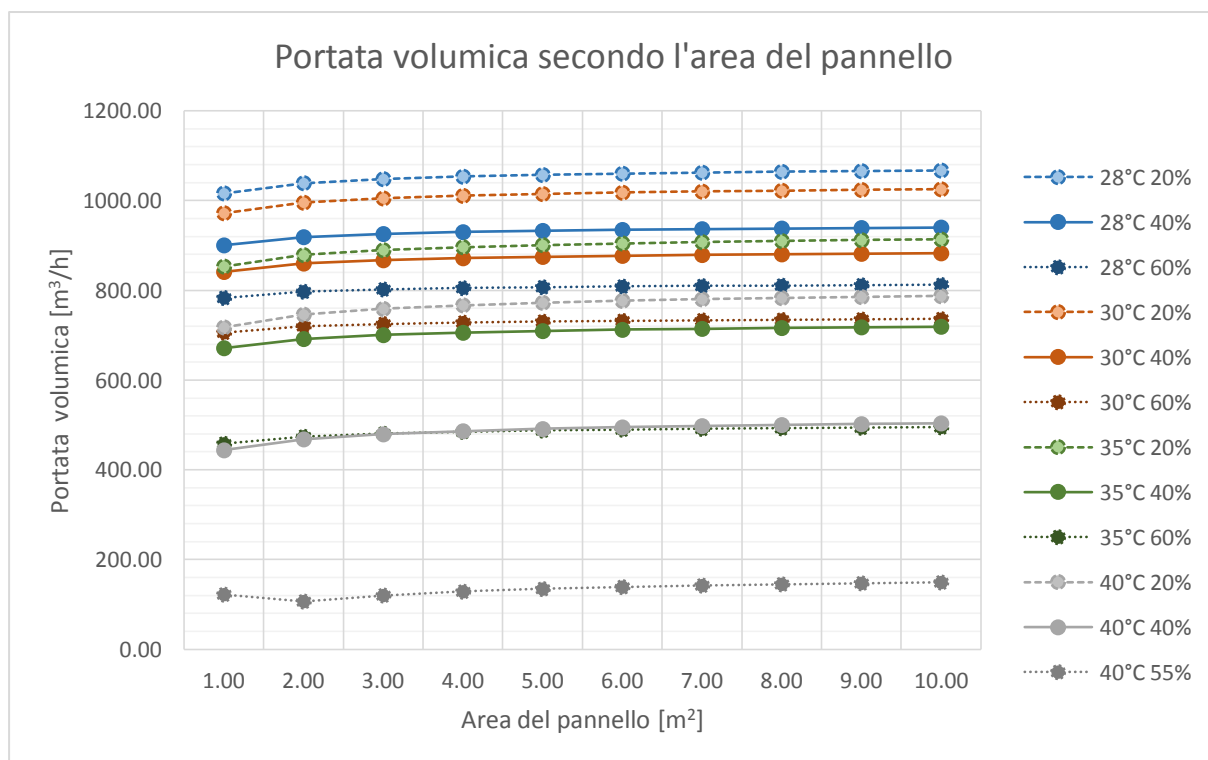


Fig. 5.15e – Grafico della portata volumica del sistema “wetpad” in base all’area del pannello.

L'area del wetpad non sembra essere un parametro determinante in termini di potenza e di portata volumica. Sarebbe da verificare se, al variare dell'area suddetta si possa ottenere un aumento delle portate volumiche indotte da flussi di ventilazione naturale controllata o da sistemi ibridi.

#### 5.7.2.2. Simulazione della torre a Micronizer (Sistema evaporativo a nebulizzatore)

Per il sistema a "micronizer" (Fig. 5.16) sono state effettuate due serie di simulazioni differenziando la distanza del getto del nebulizzatore dal soffitto della torre di raffrescamento e la portata d'acqua da nebulizzazione. Le caratteristiche geometriche dell'apertura d'ingresso dell'aria sono quelle di Fig. 5.17. Il range di variazione della portata d'acqua è stato basato sul valore di portata calcolato dal software in assenza di torretta evaporativa secondo la seguente formula:

$$\dot{m}_{acqua} = \frac{\dot{m}_{aria} \cdot c_a \cdot (T_{in} - T_{out})}{\lambda} \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

dove:

- $\dot{m}_{acqua}$  portata massica dell'acqua del nebulizzatore [kg/s];
- $\dot{m}_{aria}$  portata massica dell'aria dell'ambiente, output del software PHDC Airflow [kg/s];
- $\lambda$  è il calore di vaporizzazione, pari a 2500 [kJ/kg] ;
- $c_a$  è il calore specifico dell'aria, pari a 1 [kJ/kgK];
- $T_{in}$  è la temperatura in ingresso al sistema PDEC, espressa in [°C];
- $T_{out}$  è la temperatura in uscita al sistema PDEC, espressa in [°C].

Si sono quindi analizzate le prestazioni relative a valori di portata d'acqua partendo dalla metà del valore calcolato a cinque volte lo stesso con incrementi di ½ della portata calcolata (Figg. 5.18).

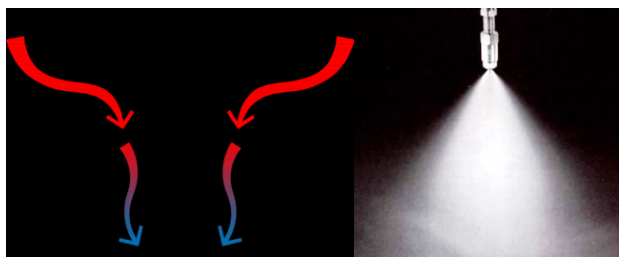


Fig. 5.16 – Schema ed esempio di un nebulizzatore in funzione.

Inlet				
$z_{inlet}$	$H_{inlet}$	$d_{t,inlet}$	$A_{t,inlet}$	C.V.
[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[si,no]
5	7,7	1	1,5	no

Fig. 5.17 – Dati geometrici relativi all'apertura d'ingresso dell'aria.

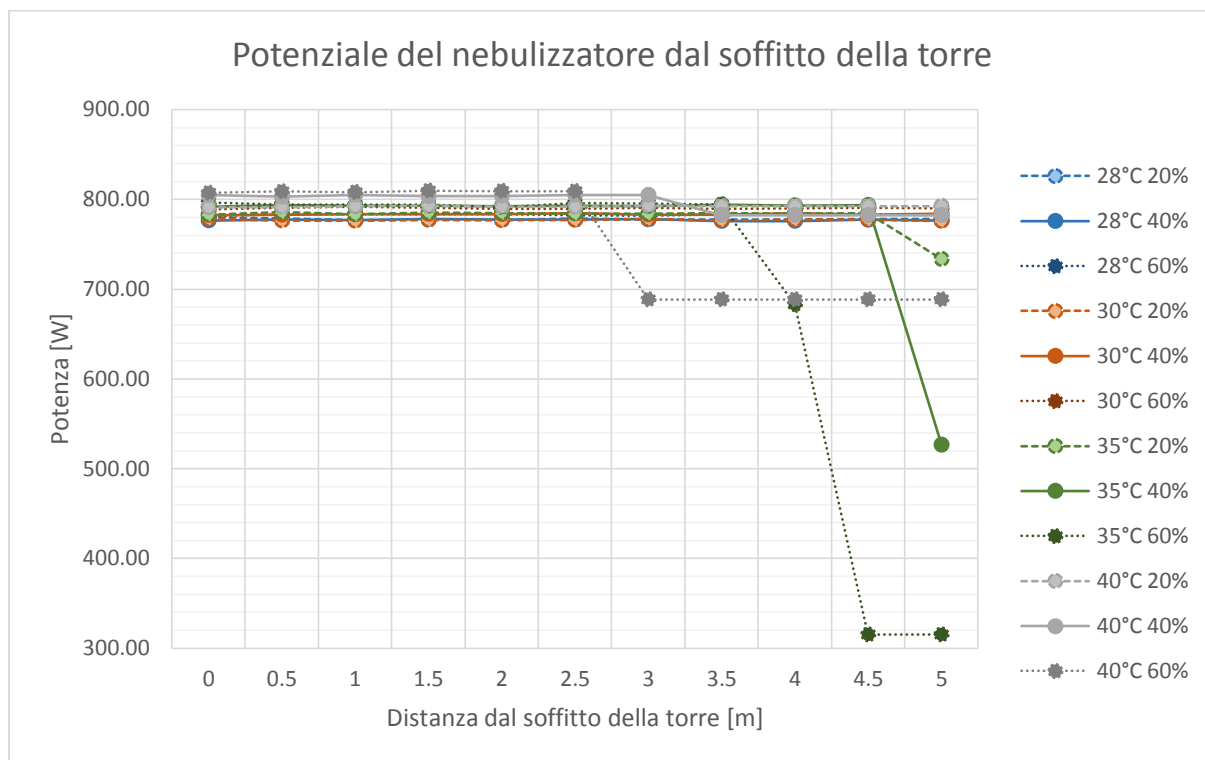


Fig. 5.18a – Grafico del potenziale del sistema nebulizzatore in base alla distanza dal soffitto della torre.

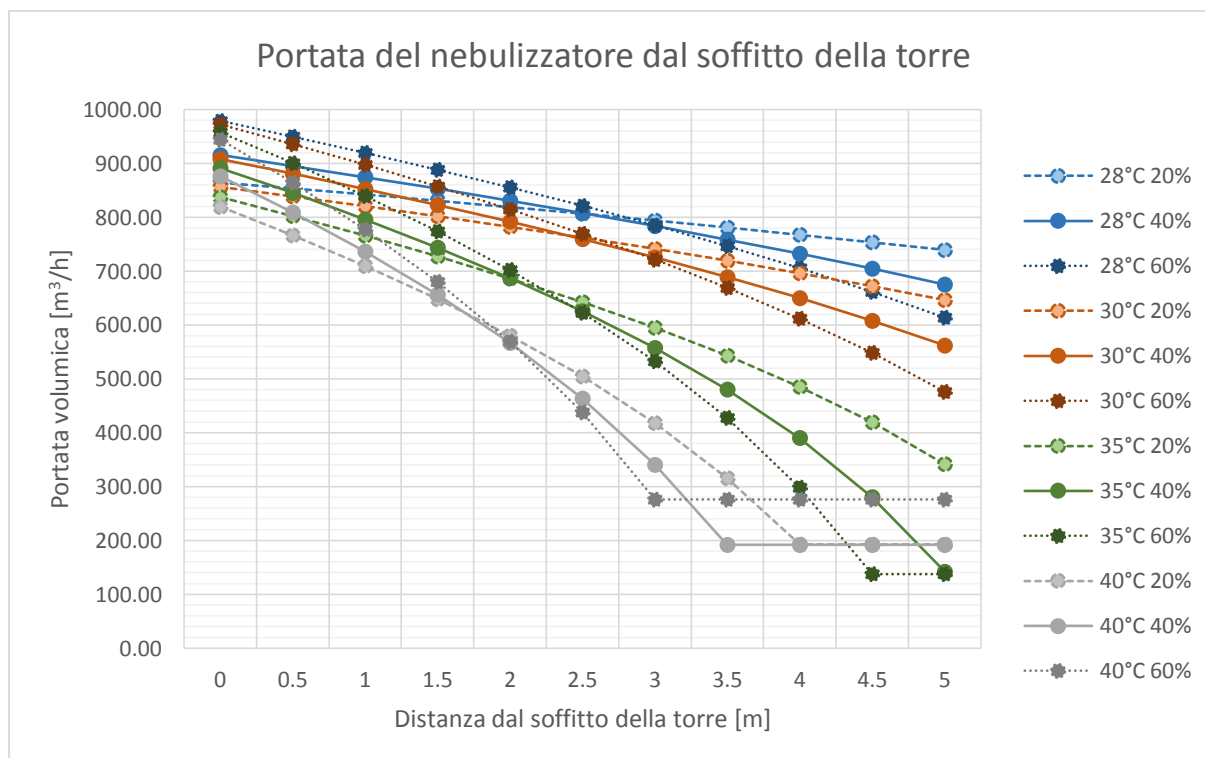


Fig. 5.18b – Grafico della portata volumica del sistema nebulizzatore in base alla distanza dal soffitto della torre.

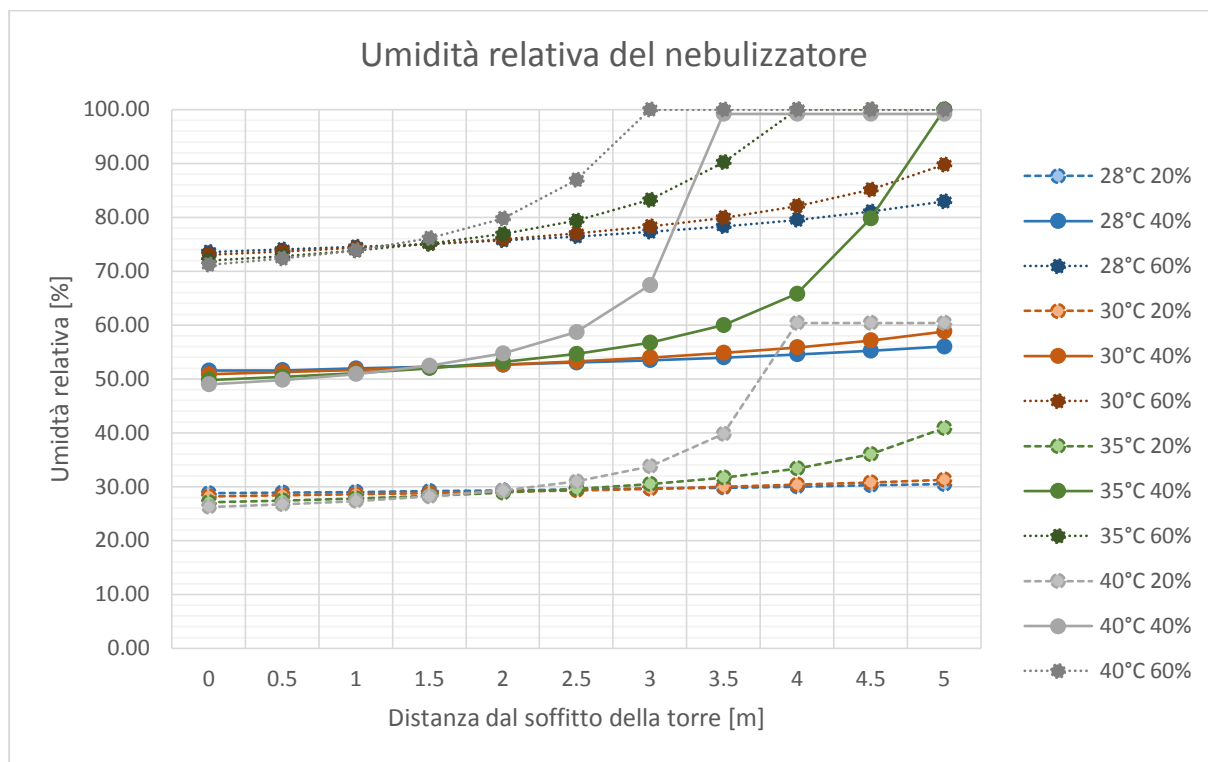


Fig. 5.18c – Grafico dell'umidità relativa del sistema nebulizzatore in base alla distanza dal soffitto della torre.

Le prestazioni del sistema con getto nebulizzato, variando le distanze degli ugelli rispetto al soffitto, dipendono in gran parte dalla temperatura dell'aria esterna. Inoltre, si evidenzia una brusca diminuzione delle prestazioni in termini di potenza di scambio, quando la miscela d'aria in uscita dalla torre evaporativa giunge in ambiente vicino alla temperatura di saturazione.

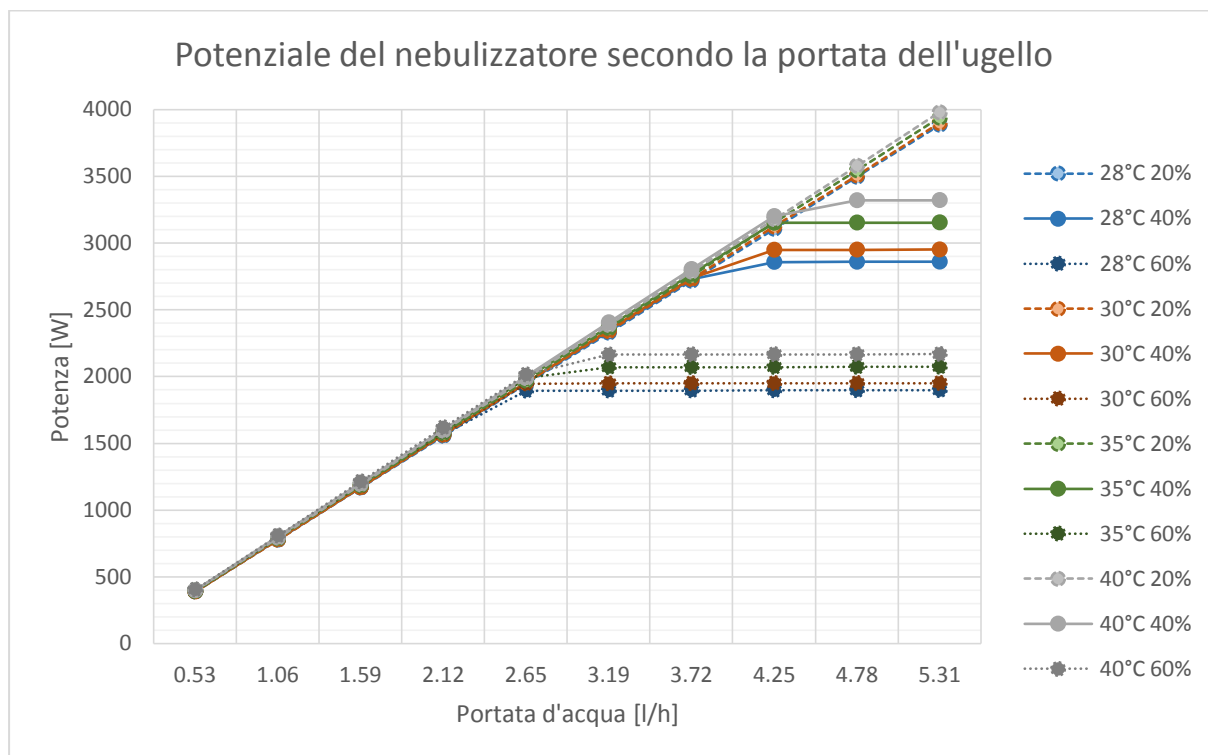


Fig. 5.18d – Grafico del potenziale del sistema nebulizzatore in base alla portata d'acqua degli ugelli.

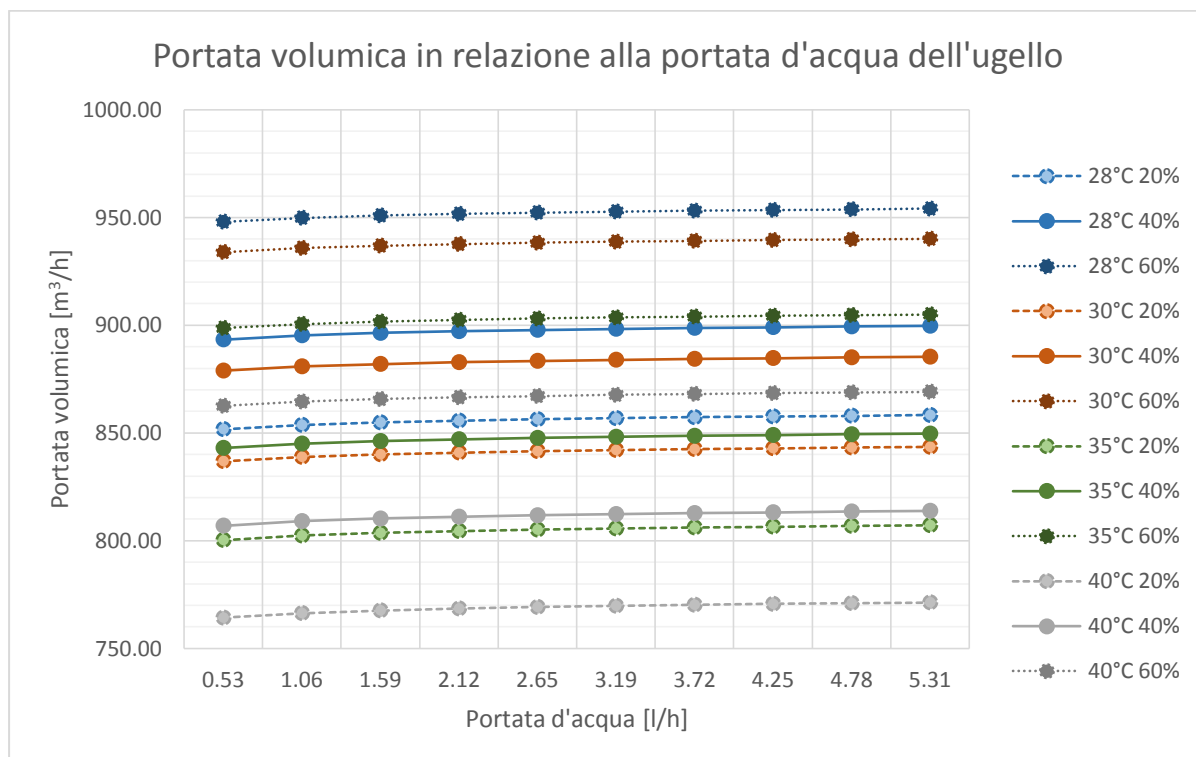


Figura 5.18e – Grafico della portata volumica del sistema nebulizzatore in base alla portata d'acqua degli ugelli.

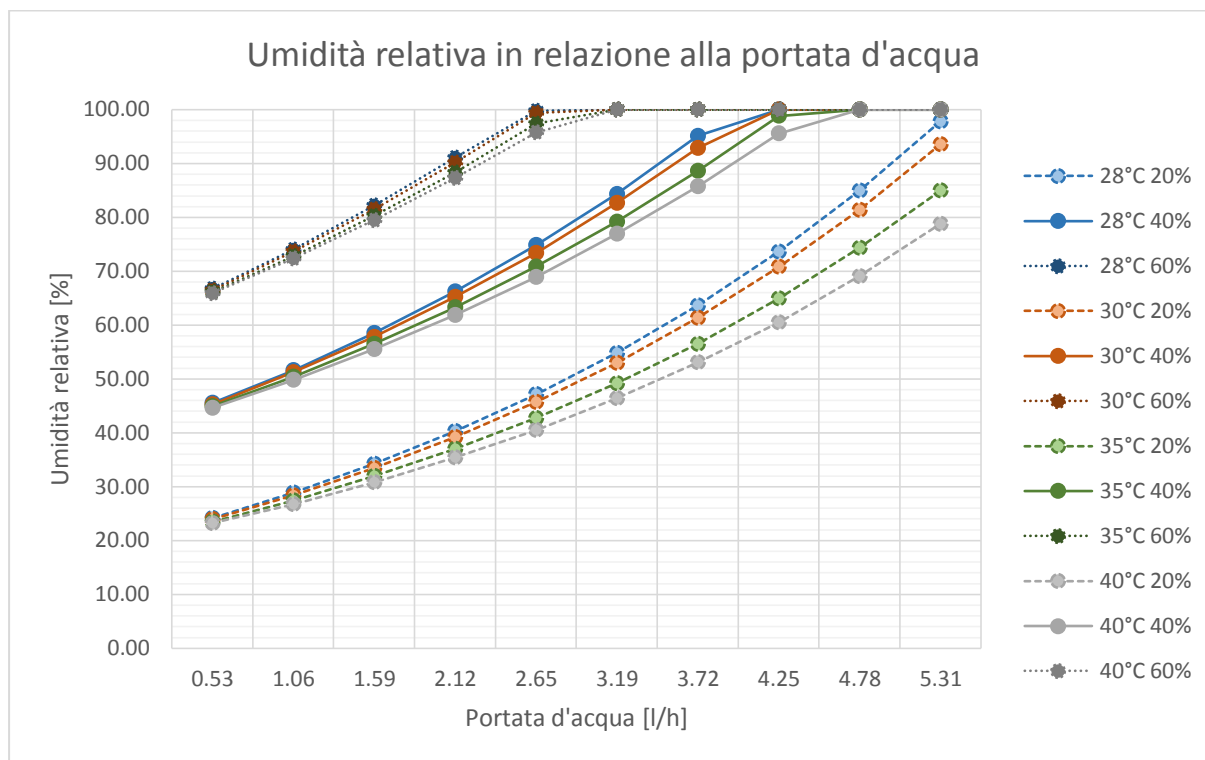


Figura 5.18f – Grafico dell'umidità relativa del sistema nebulizzatore in base alla portata d'acqua degli ugelli.

La potenza del sistema nebulizzatore segue una legge di proporzionalità diretta in relazione alla portata d'acqua fornita agli ugelli. Tuttavia quando l'aria in uscita dalla torre ha un umidità relativa che raggiunge il 100%, la proporzionalità non è più diretta ma si stabilizza attorno ad un valore costante. Invece, con l'aumento della portata d'acqua non si determina un incremento della portata volumica, che rimane costante e dipende dalle sole variabili ambientali. Sarebbe qui da verificare, con un modello capace di simulare la conservazione del moto, se un aumento delle portate possa influire debolmente sul flusso d'aria.

### 5.7.2.3. Simulazione di una shower tower - Watersprinkler (Sistema evaporativo a doccia)

Il sistema evaporativo a shower tower (Fig. 5.19) è stato analizzato tramite simulazioni analoghe a quelle descritte per le misting tower. Sono state condotte due serie di simulazioni variando la distanza dal soffitto del getto e la portata d'acqua. Per quest'ultima serie sono stati utilizzati valori di portata che variano da un minimo di 10 l/h ad un massimo di 100 l/h.

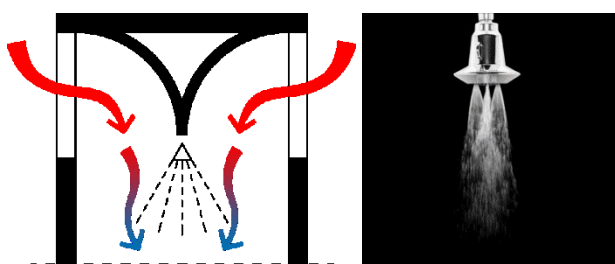


Figura 5.19 – Schema ed esempio di uno spruzzatore a doccia in funzione.



I risultati delle simulazioni sono illustrati nelle Figg. 5.20.

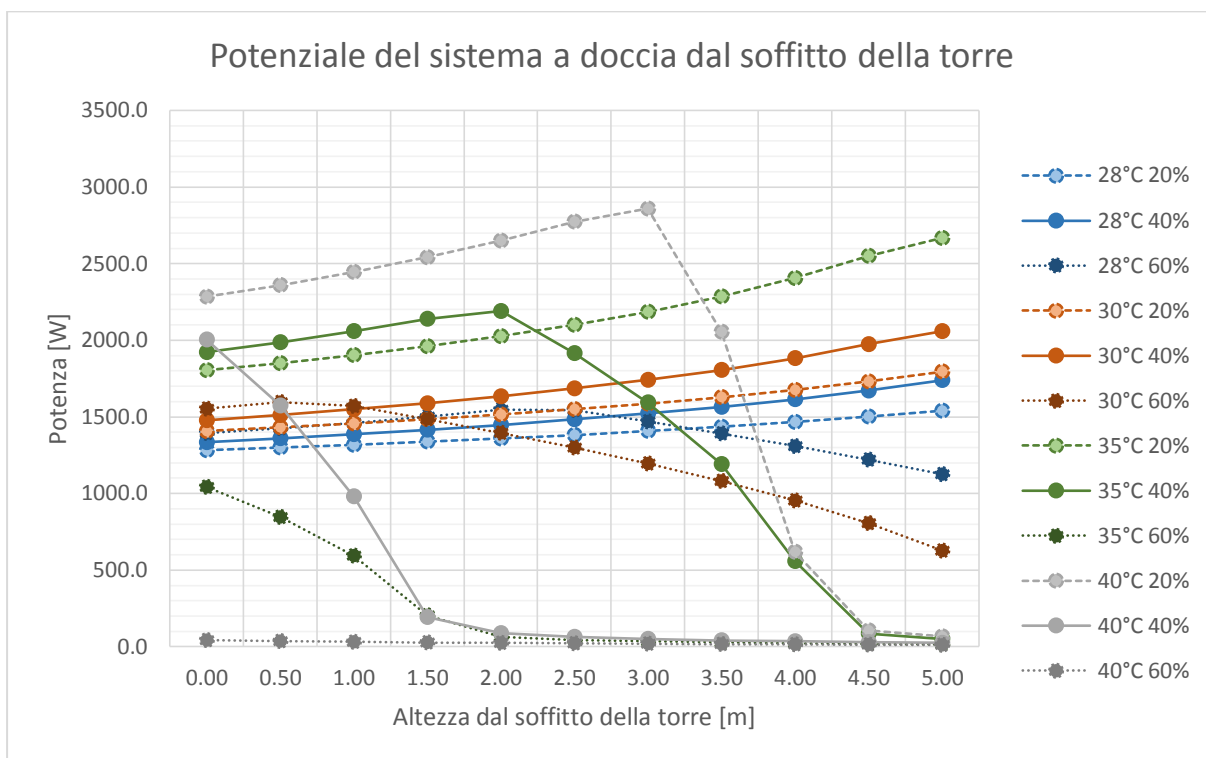


Fig. 5.20a – Grafico del potenziale del sistema a doccia in base alla distanza dal soffitto della torre PDEC.

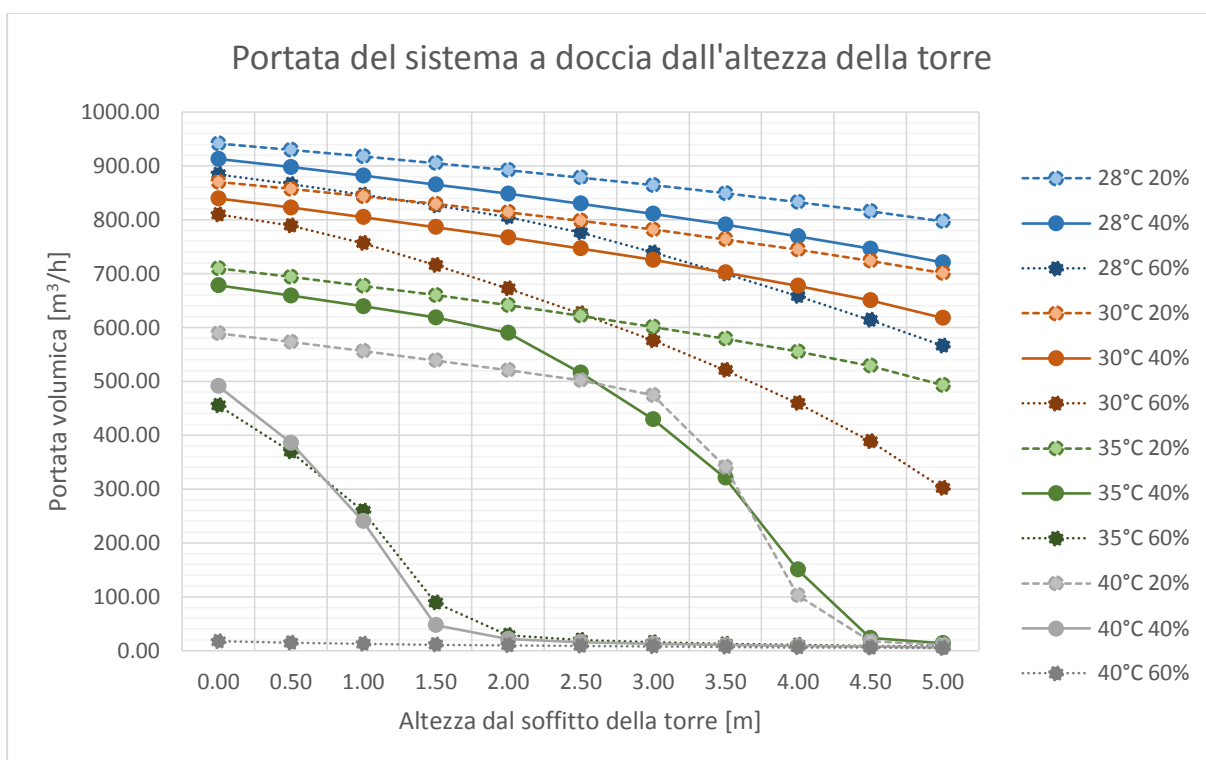


Fig. 5.20b – Grafico della portata del sistema a doccia in base alla distanza dal soffitto della torre PDEC.

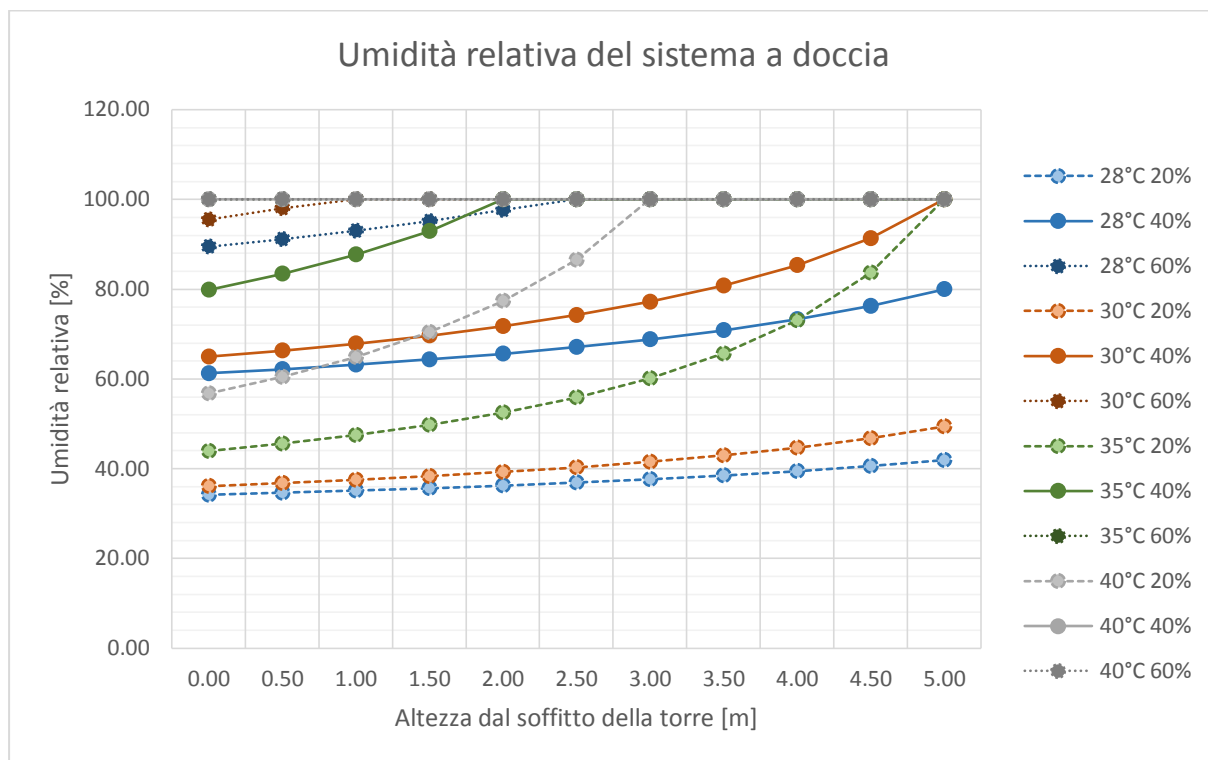


Fig. 5.20c – Grafico dell'umidità relativa del sistema a doccia in base alla distanza dal soffitto della torre PDEC.

Si noti come il sistema evaporativo a torretta con getto a doccia non sia efficace per climi caldo umidi.

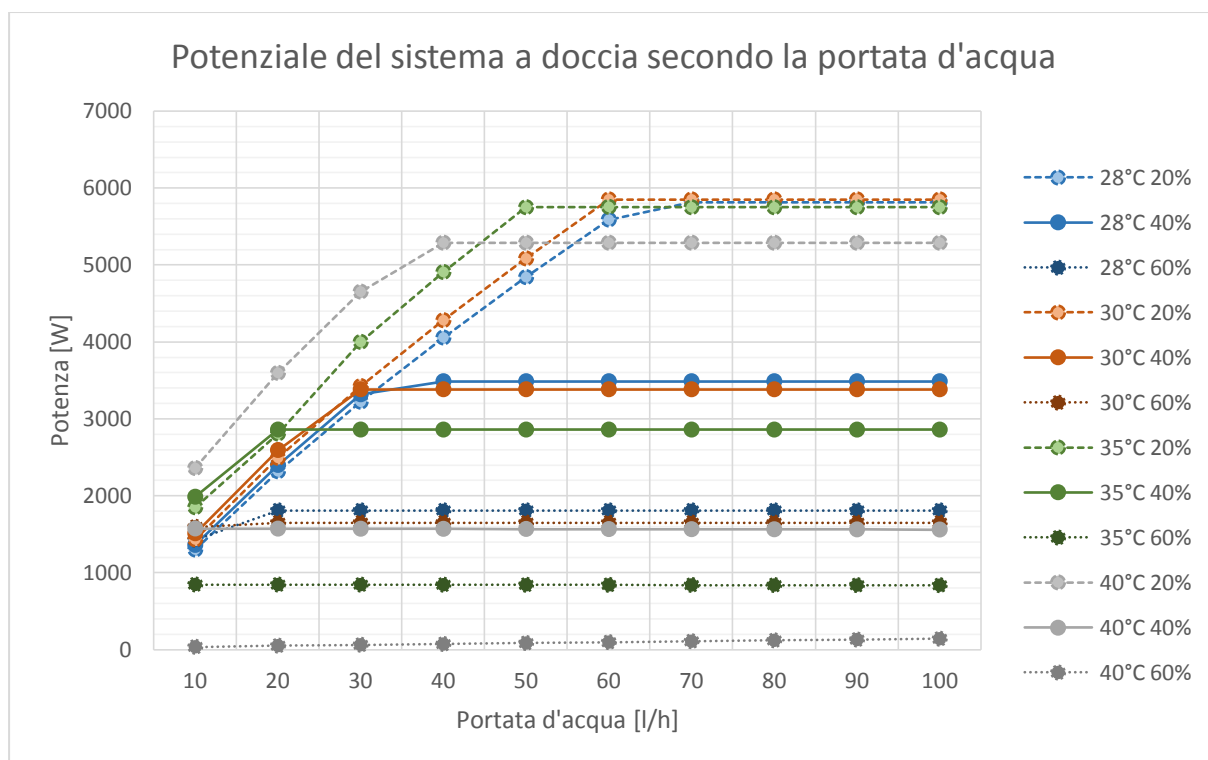


Fig. 5.20d – Grafico del potenziale del sistema a doccia dovuto alla portata d'acqua fornita allo spruzzatore.

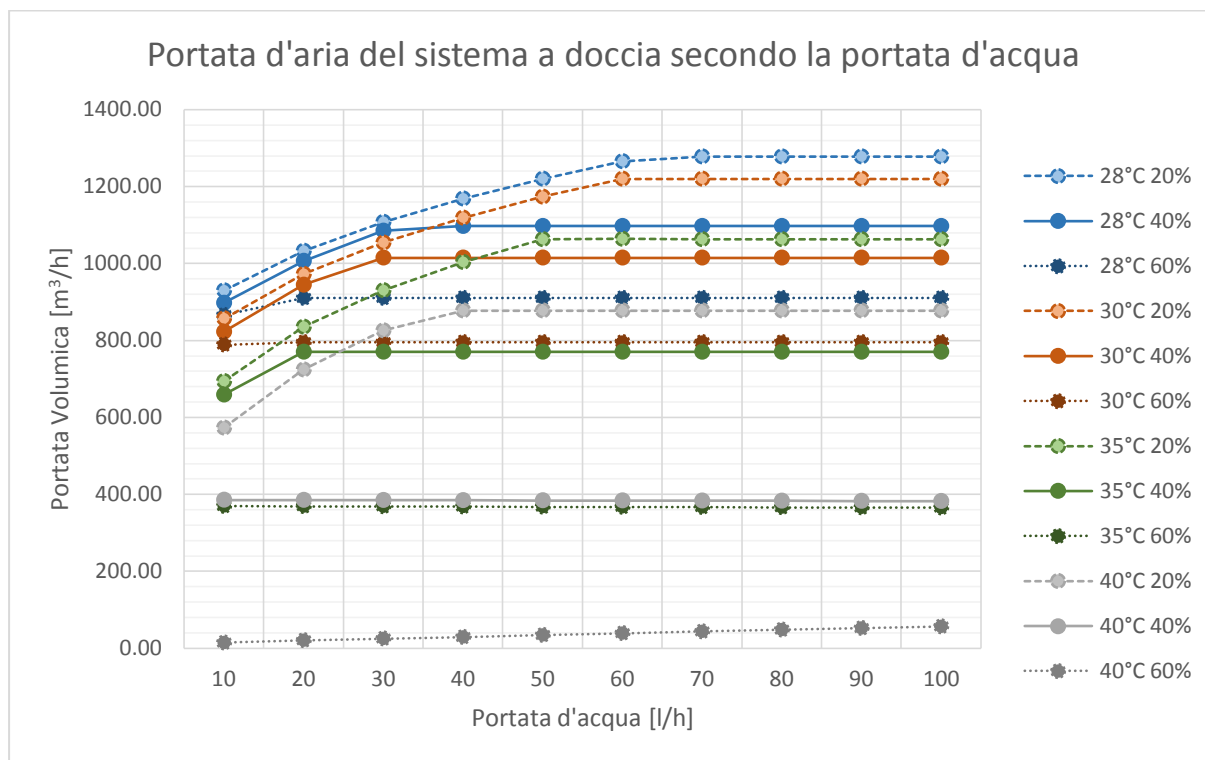


Fig. 5.20e – Grafico della portata volumica del sistema a doccia data dalla portata d’acqua fornita allo spruzzatore.

Le prestazioni del sistema a doccia evaporativa crescono all’aumentare della portata d’acqua fino a quanto le condizioni in uscita non raggiungono il 100% di umidità relativa, superata questa soglia le performance rimangono costanti. Per questa ragione, il sistema evaporativo diretto con getto a doccia consente il raggiungimento di buone prestazioni soltanto quando il flusso d’aria esterna presenta umidità relative inferiori al 40%.

### 5.7.3. Risultati dell’analisi: fase 2 – Influenza delle caratteristiche geometriche dei “windcatcher” e delle torri di estrazione

Nel corso della seconda fase di simulazione, si sono verificate le influenze sulle prestazioni dovute alla presenza e alla tipologia di sistemi per la cattura del vento e delle torri di estrazione, sulla base dei dati di input indicati in Fig. 5.21 e per diversi sistemi di immissione dell’acqua (Tab. 5.3).

Proprietà climatiche							Schermata centrale			Inlet			
$T_{est}$ [°C]	$UR_{est}$ [%]	$T_{in}$ [°C]	$UR_{in}$ [%]	$V_{vento}$ [m/s]	$H_{(s.l.m.)}$ [m]	$H_{(piano)}$ [m]	$n_{piani}$ [-]	$l$ [m]	$C_{dir.}$ [n°]	$z_{inlet}$ [m]	$H_{inlet}$ [m]	$d_{t,inlet}$ [m]	$A_{t,inlet}$ [m <sup>2</sup> ]
30	40	26	50	2	0	2,7	1	10	9	5	7,7	1	1,5

Fig. 5.21 – Dati d input della simulazione

Il software PHDC Airflow permette la scelta di cinque diverse tipologie di windcatcher, rappresentati in Fig. 5.22. I risultati dell'analisi prestazionale sono riportati nelle Figg. 5.23.

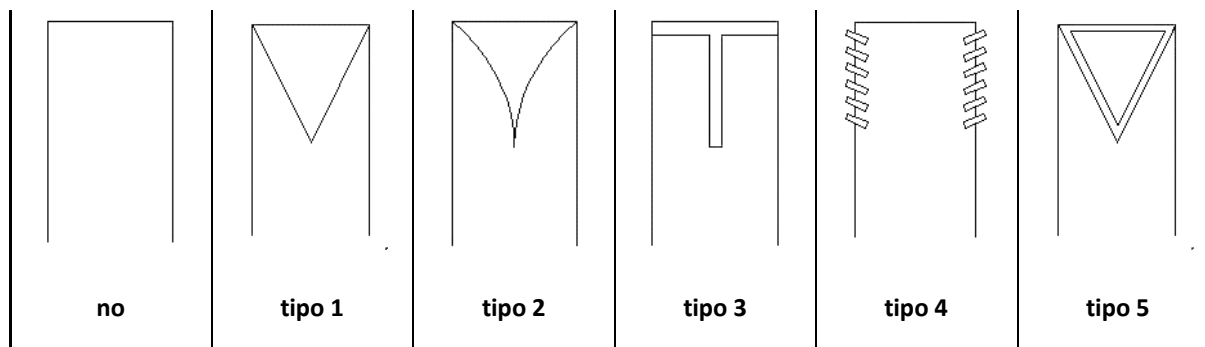


Fig. 5.22 – Tipologia di windcatcher presenti in *PHDC AirFlow*.

Tab. 5.3 – Caratteristiche dei sistemi evaporativi selezionati

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 300 micro m
	Portata d'acqua: 2,14 l/h	Portata d'acqua: 20 l/h

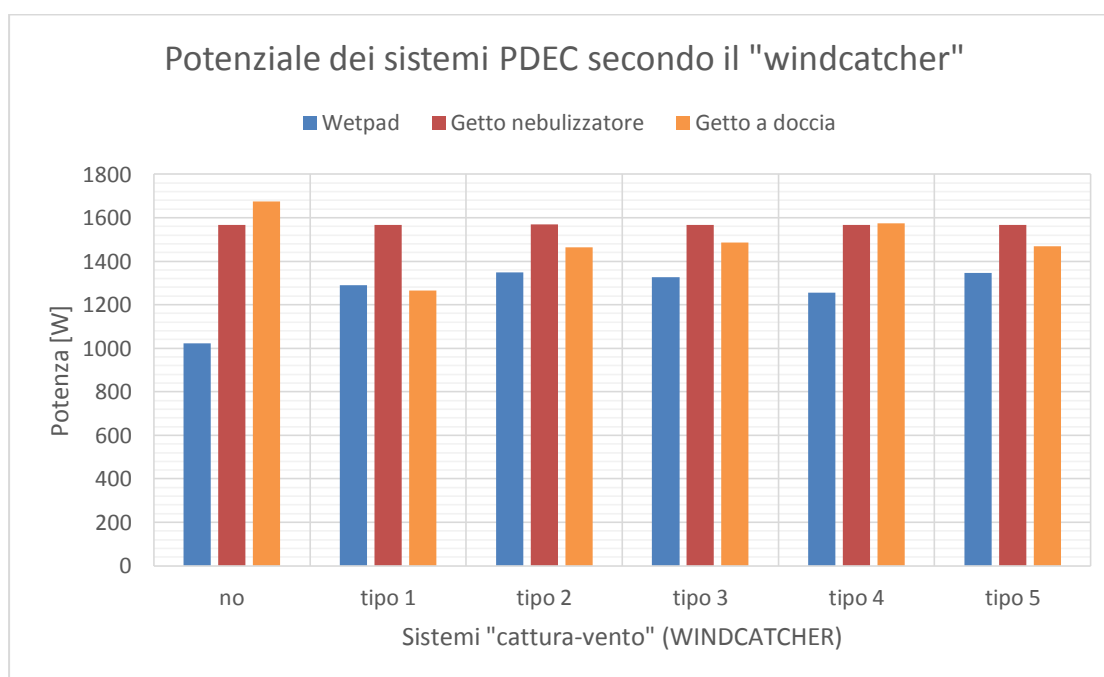


Fig. 5.23a – Grafico del potenziale dei sistemi evaporativi diretti in relazione al tipo di "windcatcher" simulato.

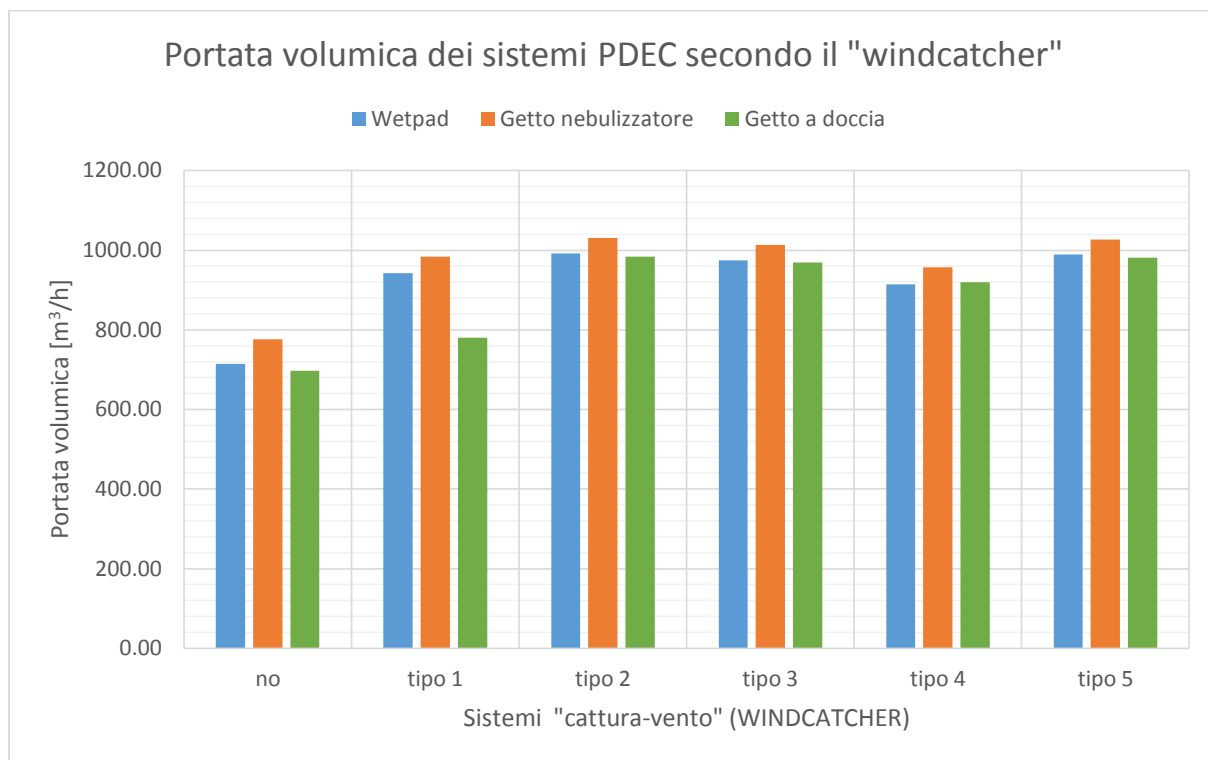


Fig. 5.23b – Grafico della portata volumica dei sistemi evaporativi diretti in relazione al tipo di “windcatcher” simulato.

Dal punto di vista del potenziale, come si vede nel grafico 5.23a, il sistema wetpad è il più sensibile alla presenza dei sistemi cattura-vento, mentre il sistema con getto nebulizzatore rimane pressoché invariato. Invece, il sistema con getto a doccia ottiene una migliore prestazione senza l'elemento. Tuttavia, per quanto riguarda la portata volumica (Fig. 5.23b), l'uso di tali sistemi consente di incrementare la portata d'aria - il valore massimo è ottenuto utilizzando il windcatcher di tipo 2.

Oltre all'utilizzo di sistemi di windcatcher sulla torre evaporativa, è possibile accoppiare la torretta di immissione con una torre di estrazione per migliorarne le prestazioni. In questo caso è stato simulato l'aumento della portata che avrebbe luogo dotando il locale di tale elemento aggiuntivo.

I parametri che influenzano maggiormente il flusso d'aria in presenza di una torre di estrazione sono l'altezza della torre e la presenza di ventilatori per l'estrazione forzata, con la possibilità di variane la pressione. È stato, invece, notato come l'area della sezione trasversale della torre di estrazione non costituisca un elemento per l'incremento della performance legata alla portata volumica (Figg. 5.24).

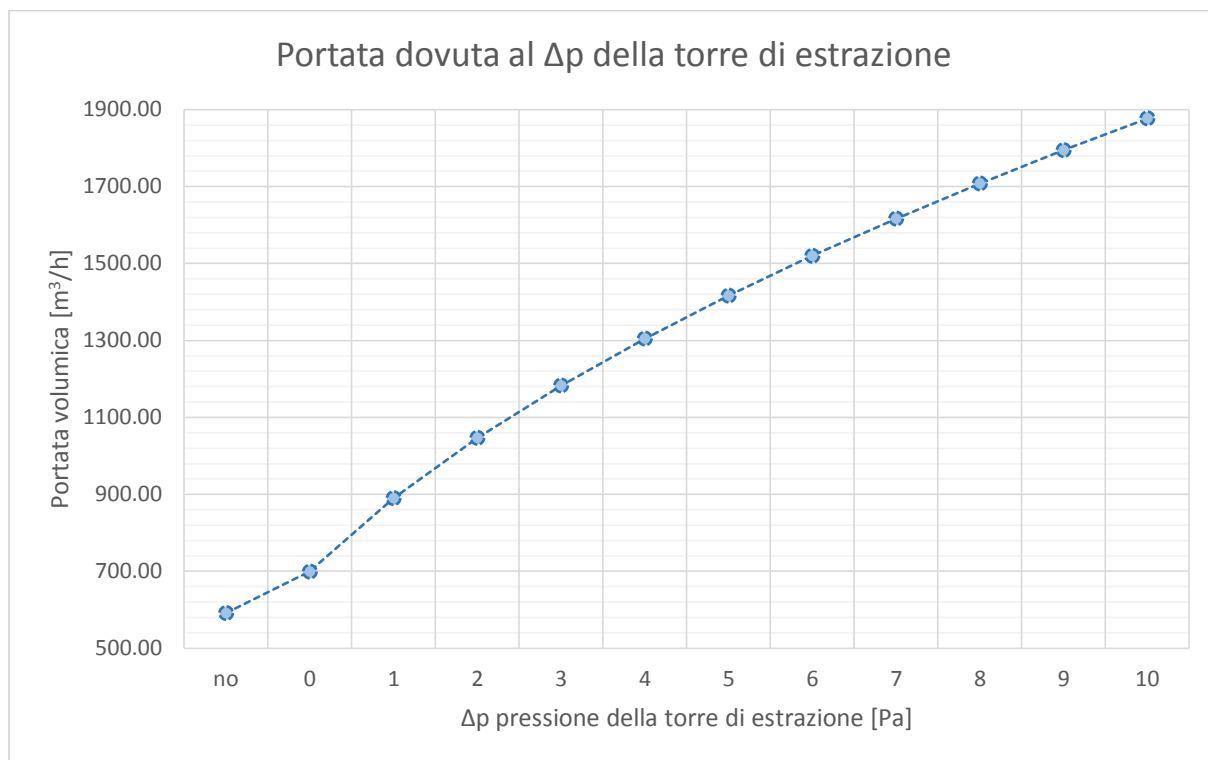


Fig. 5.24a – Grafico della portata volumica dovuta alla variazione della pressione esercitata dai ventilatori.

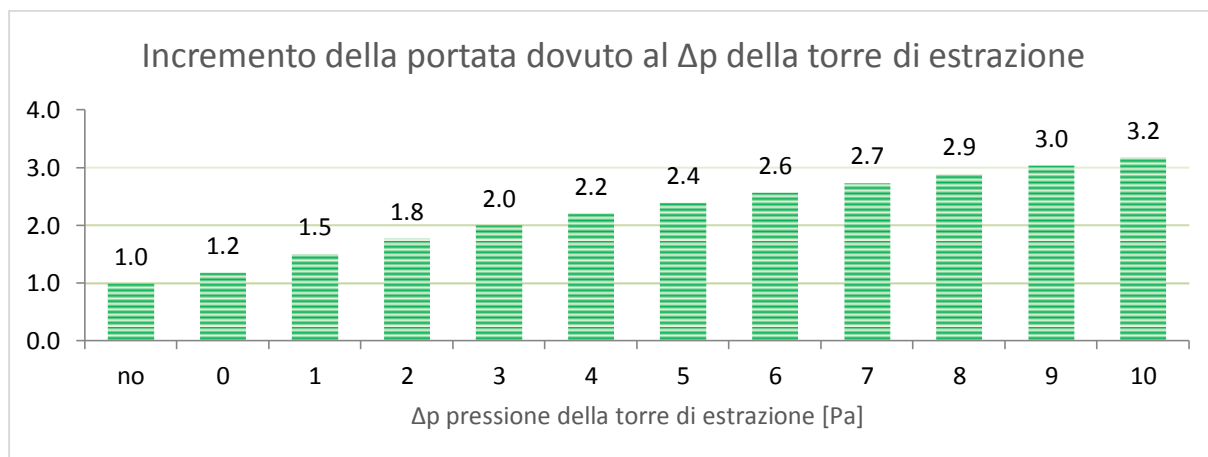


Fig. 5.24b – Grafico dell'incremento della portata volumica, prendendo come valore base la portata volumica in assenza di torre di estrazione.

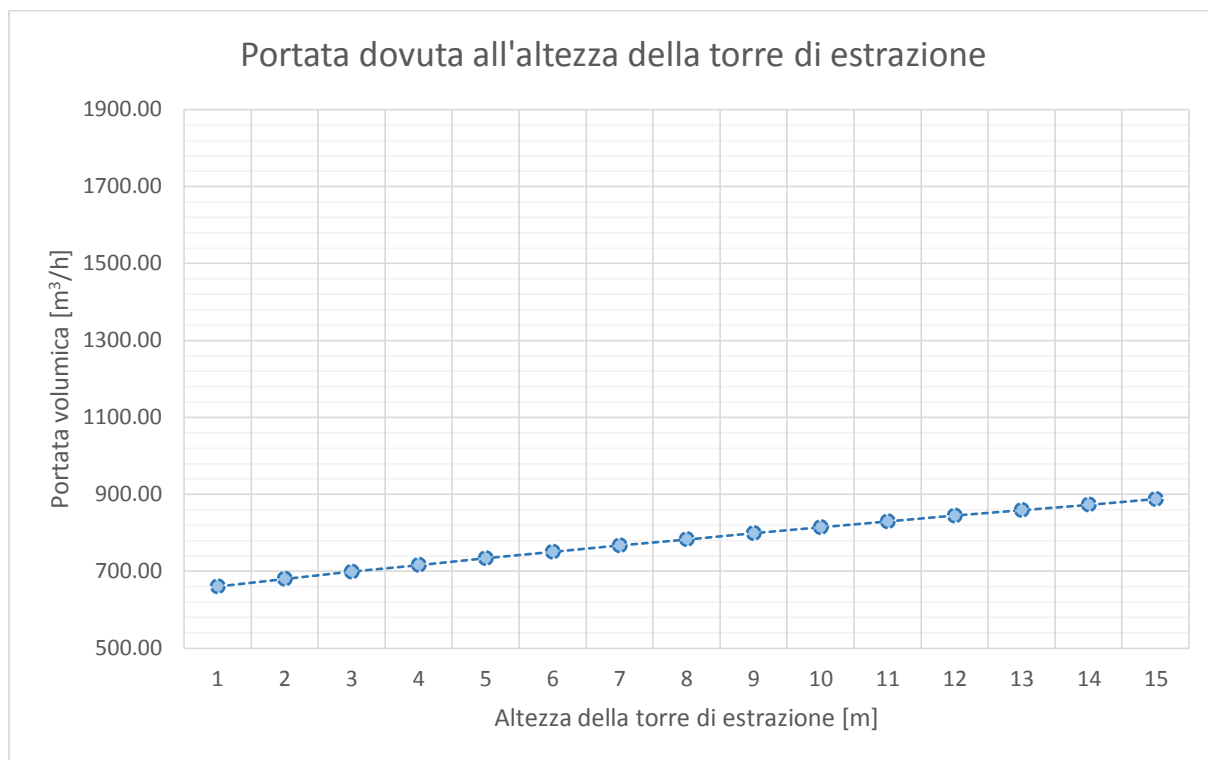


Fig. 5.24c – Grafico della portata volumica dovuta alla variazione dell'altezza della torre di estrazione.



Figura 5.24d – Grafico dell'incremento della portata volumica, prendendo come valore base l'altezza di una torre di estrazione pari a 3 metri.

#### 5.7.4. Risultati dell'analisi: fase 3 – Influenza delle caratteristiche di sito

Nella terza fase delle simulazioni sono stati elaborati i dati relativi all'altezza sul livello del mare e alla velocità del vento, per vedere come questi parametri influenzino le prestazioni dei tre sistemi evaporativi, sia in presenza di torri di estrazione, sia in loro assenza.

Il dimensionamento dei sistemi evaporativi è stato condotto in modo tale che all'uscita dalla torre le caratteristiche dell'aria, temperatura e umidità relativa, risultassero intorno ai 25°C e 60% di umidità relativa. Tuttavia, per i sistema con getto a doccia, nelle simulazioni della velocità del vento, è stato

necessario modificare l'output di temperatura e umidità relativa, poiché per alte velocità del vento il software restituiva un errore. Le proprietà climatiche restano invariate rispetto a quanto definito in precedenza. Le caratteristiche geometriche del sistema sono indicate in Fig. 5.25.

Inlet					Schermata centrale			Outlet					
$z_{inlet}$	$H_{inlet}$	$d_{t,inlet}$	$A_{t,inlet}$	C.V.	$n_{piani}$	$l$	$C_{dir.}$	$z_{outlet}$	$H_{outlet}$	$d_{t,outlet}$	$A_{t,outlet}$	$A_{exit,outlet}$	$\Delta p$
[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[si,no]	[-]	[m]	[n°]	[m]	[m]	[m]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>2</sup> ]	[Pa]
2	4,7	1	1,5	no	1	10	9	3	5,7	1	1,5	1,5	0

Fig. 5.25 – Caratteristiche geometriche del sistema analizzato

È stata condotta una simulazione per verificare l'impatto sulle prestazioni dei sistemi evaporativi dell'altitudine sul livello del mare, in un intervallo compreso tra 0 e 1000 m. Le caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua selezionati sono riportate in Fig. 5.26. I risultati delle simulazioni nelle Figg. 5.27.

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 300 e 1200 micro m
	Portata d'acqua: 2,14 l/h	Portata d'acqua: 15 e 20 l/h

Fig. 5.26 – Caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua selezionati

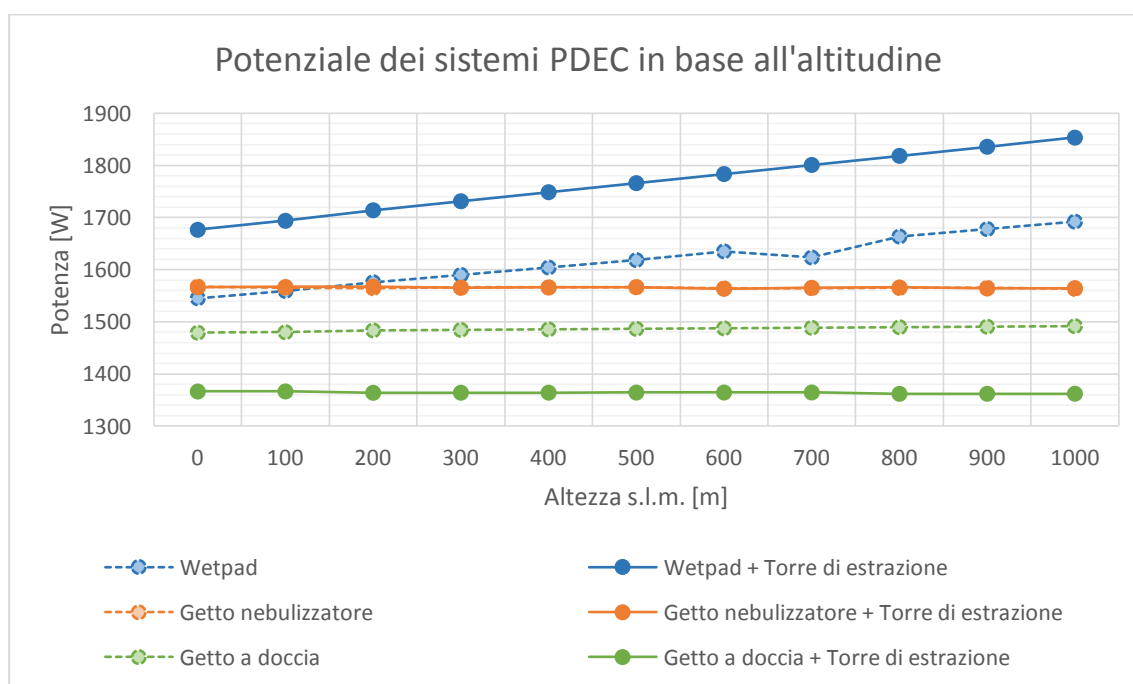


Fig. 5.27a – Grafico del potenziale dei sistemi PDEC in relazione all'altezza sul livello del mare.



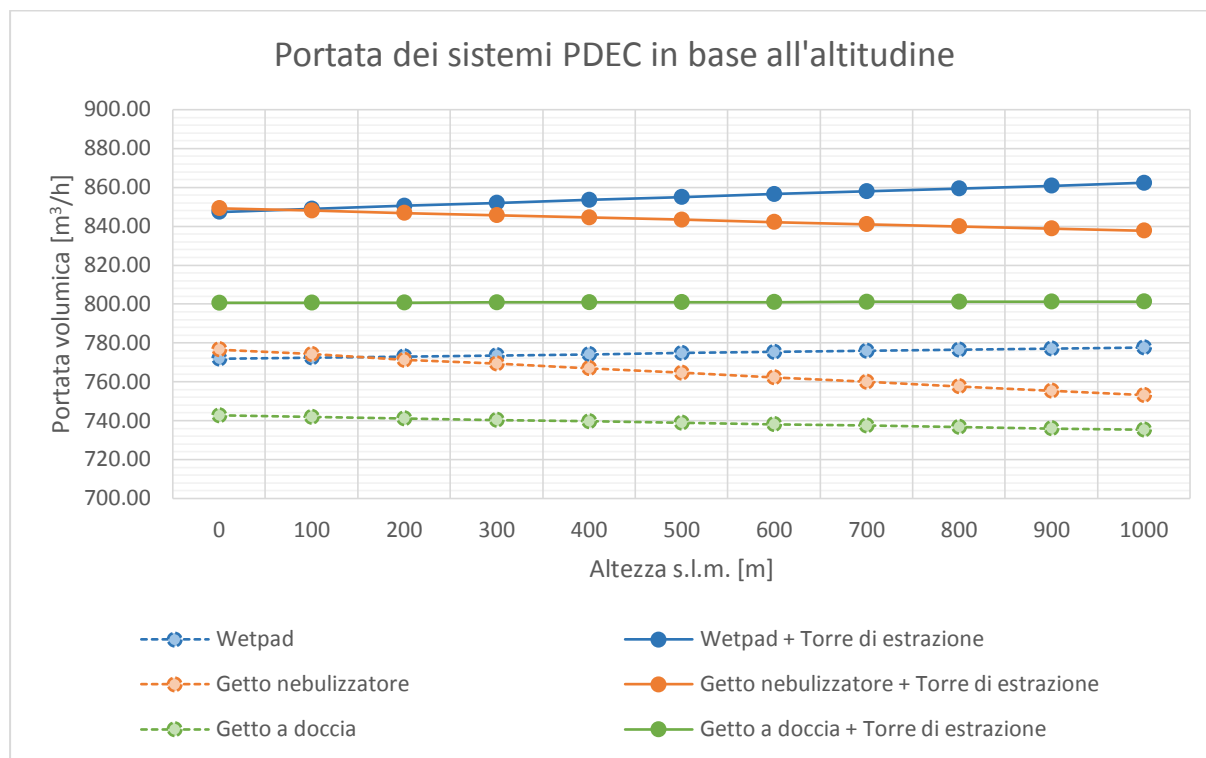


Fig. 5.27b – Grafico della portata volumica dei sistemi PDEC in relazione all'altezza sul livello del mare.

In particolare, per i sistemi wetpad (filtri a nido d'ape bagnati) si nota un incremento sia del potenziale sia della portata (per quanto più limitato) in relazione all'aumento dell'altezza sul livello del mare. I sistemi a getto nebulizzatore e a doccia non sono, invece, influenzati positivamente dall'altitudine: è, infatti, possibile notare come la portata di un sistema a getto nebulizzatore diminuisca aumentando l'altezza sul livello del mare.

È stato possibile effettuare una simulazione analoga a quella dell'altezza sul livello del mare, variando la velocità del vento. Per rendere comprensibile l'effetto fisico della velocità del vento utilizzata, ci si è serviti della scala Beaufort, che è una misura empirica dell'intensità del vento ed è utilizzata prevalentemente per la navigazione. Le velocità osservate sono comprese nell'intervallo 0,2 m/s (calma) a 17,2 m/s (vento forte). Durante lo svolgimento delle simulazioni è stato osservato che per i sistemi a getto nebulizzatore e a doccia l'aumento della velocità del vento incrementa la temperatura (+3°C) e diminuisce l'umidità relativa (-20%) del flusso d'aria in uscita, a differenza di quanto avviene con il sistema a wetpad.

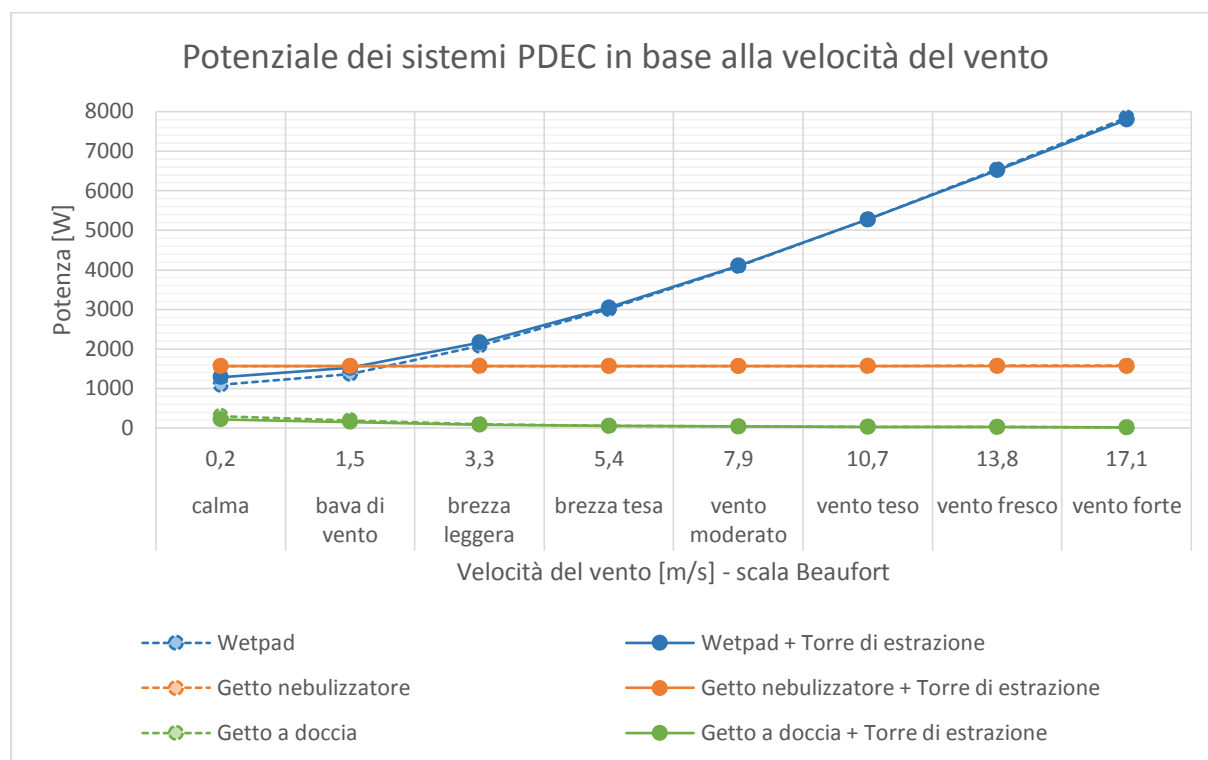


Fig. 5.27c – Grafico del potenziale dei sistemi PDEC in relazione alla velocità del vento.

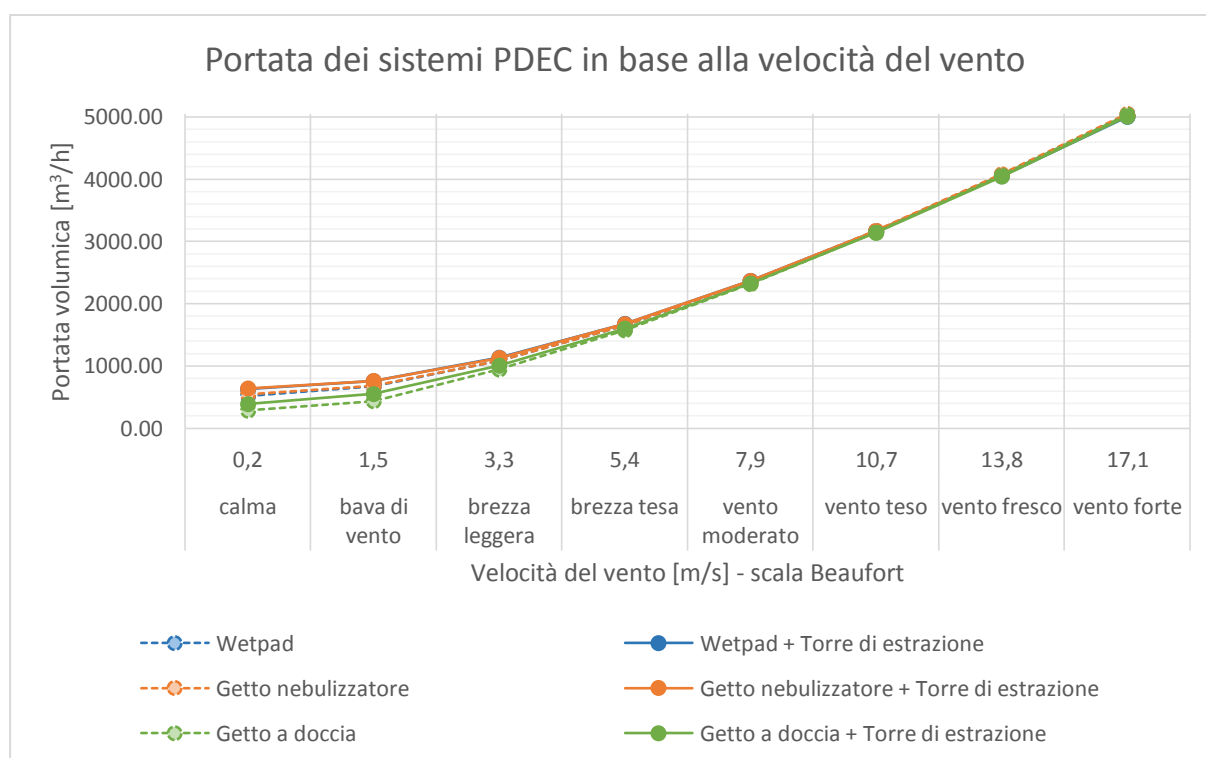


Fig. 5.27d – Grafico della portata volumica dei sistemi PDEC in relazione alla velocità del vento.

Similmente a quanto riportato sulle prestazioni dei sistemi in base all'altitudine sul livello del mare, il raffrescamento evaporativo beneficia dell'influenza del vento solo quando viene usata una torre evaporativa diretta con un sistema di filtri a nido d'ape bagnati (wetpad). In generale la velocità del vento provoca un incremento della portata volumica che varia di ben cinque volte tra la condizione di vento forte e quella di calma.

#### 5.7.5. Risultati dell'analisi: fase 4 – Caratteristiche geometriche della torretta e del locale

I parametri che possono interessare maggiormente la progettazione architettonica sono quelli che mettono in relazione le caratteristiche geometriche delle torri evaporative dirette e degli ambienti. È stato riscontrato come l'altezza e l'area della sezione della torre, la lunghezza del locale raffrescato e il numero dei piani dell'edificio (come l'altezza di questi ultimi) determinino dei cambiamenti nella prestazione del sistema di raffrescamento. Le proprietà climatiche di calcolo restano invariate rispetto ai casi precedenti.

##### 5.7.5.1. Simulazione area della sezione trasversale della torre

La dimensione dell'area è stata fatta variare in un intervallo compreso tra 1m<sup>2</sup> e 4m<sup>2</sup>, infatti, per valori superiori il flusso d'aria presenterebbe l'umidità relativa intorno al 100%. Le caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua sono riportati in Fig. 5.28.

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 1200 micro m
	Portata d'acqua: 2,14 l/h	Portata d'acqua: 300 l/h

Fig. 5.28 – Caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua

I risultati delle simulazioni sono riportati nelle Figg. 5.29.

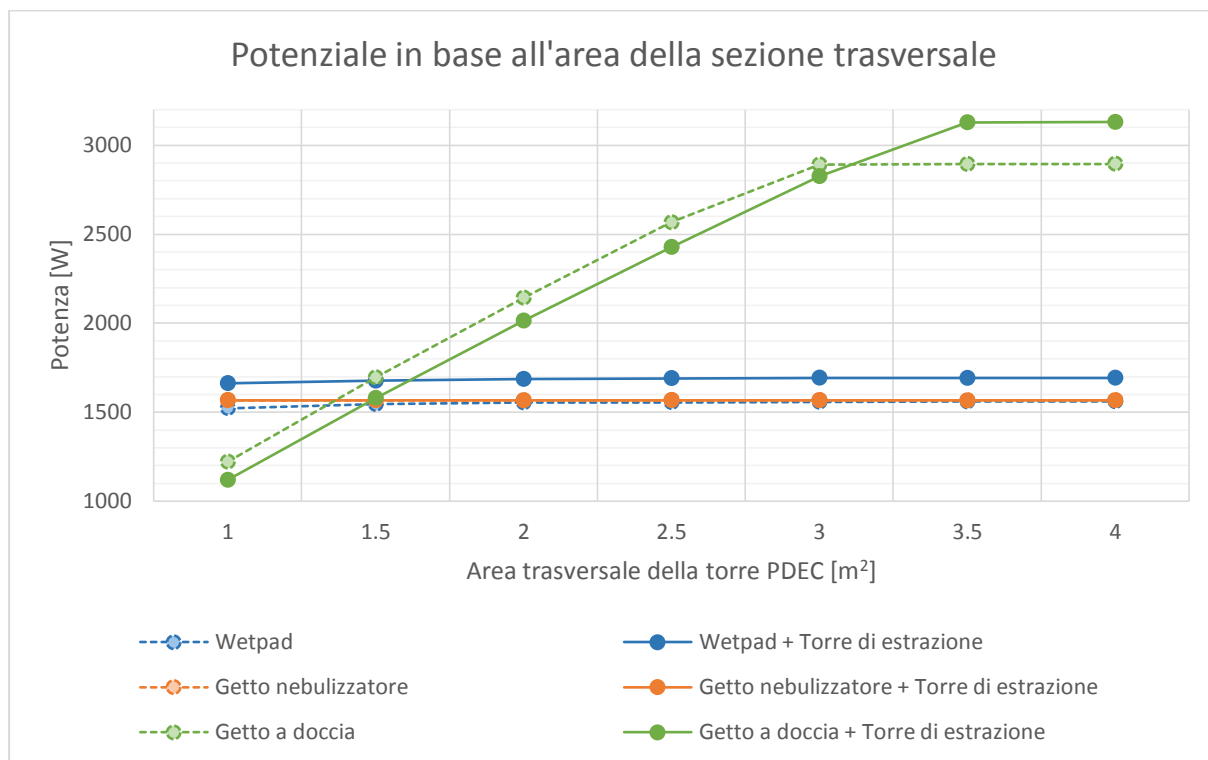


Figura 5.29a – Grafico del potenziale dei sistemi PDEC in relazione all'area della sezione trasversale della torre.

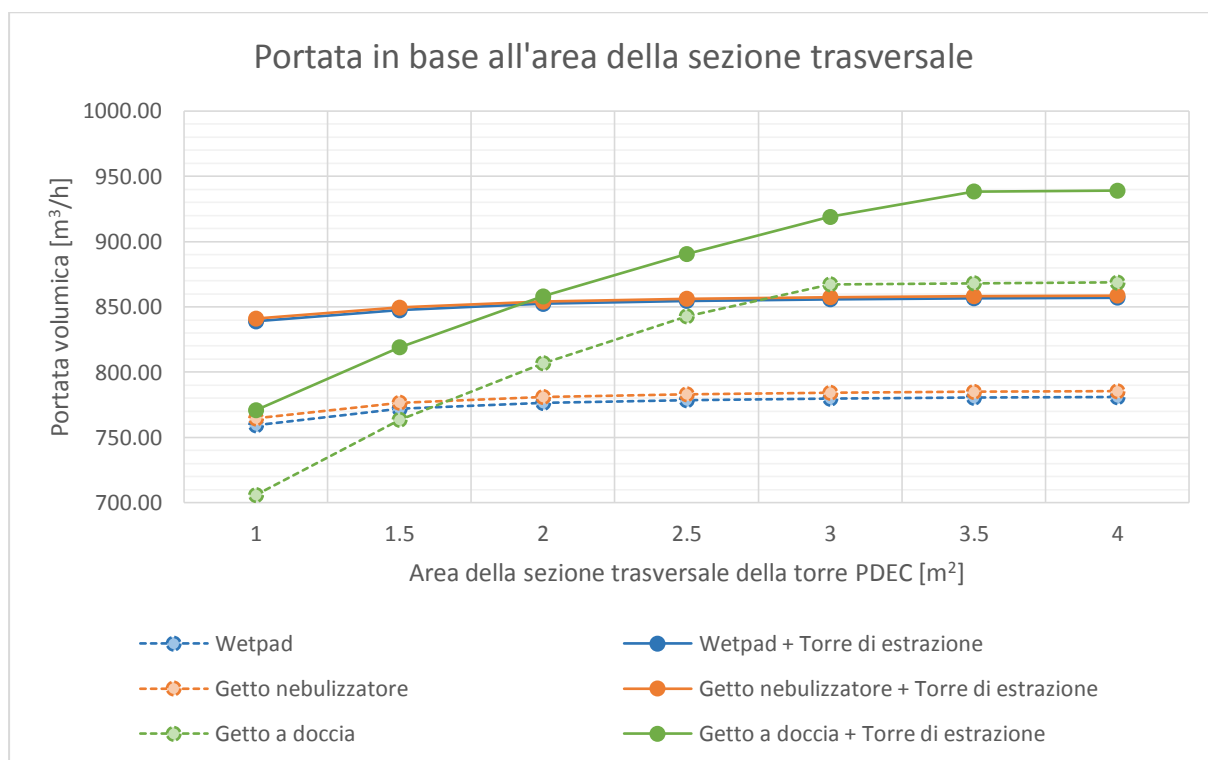


Fig. 5.29b – Grafico della portata volumica in relazione all'area della sezione trasversale della torre.

Aumentare o diminuire l'area della sezione trasversale della torre evaporativa incide solamente sulle prestazioni finali del sistema con getto a doccia. Tuttavia, sono stati riscontrati, in generale, degli incrementi nei valori di portata volumica per tutti e tre i sistemi, per quanto risultino maggiori per i sistemi con getto a doccia rispetto a quelli wetpad o con getto nebulizzatore.

#### 5.7.5.2. Simulazione dell'altezza della torre PDEC

Il software PHDC Airflow permette di modificare l'altezza della torretta. Sono state effettuate delle simulazioni per verificare quanto l'altezza influisse sulle performance della torretta. L'altezza è stata simulata in un range di altezze che vanno da 1m fino a 15m. Le caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua sono riportati in Fig. 5.30. I diversi risultati sono stati ottenuti mantenendo costanti la temperatura e l'umidità relativa (25°C e 60%) di output (Figg. 5.31).

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 400 micro m
	Portata d'acqua: 2,14 l/h	Portata d'acqua: 30 l/h

Fig. 5.30 - caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua

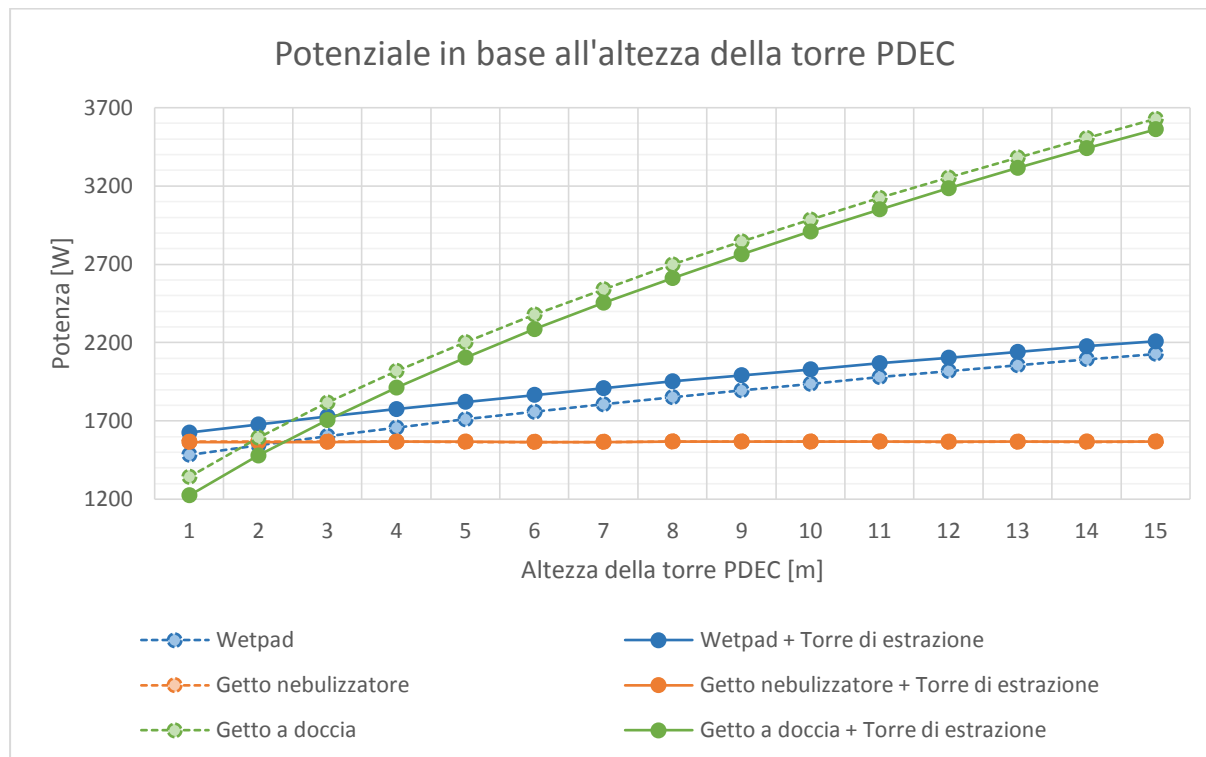


Fig. 5.31a – Grafico del potenziale dovuto alle differenti altezze della torre PDEC.

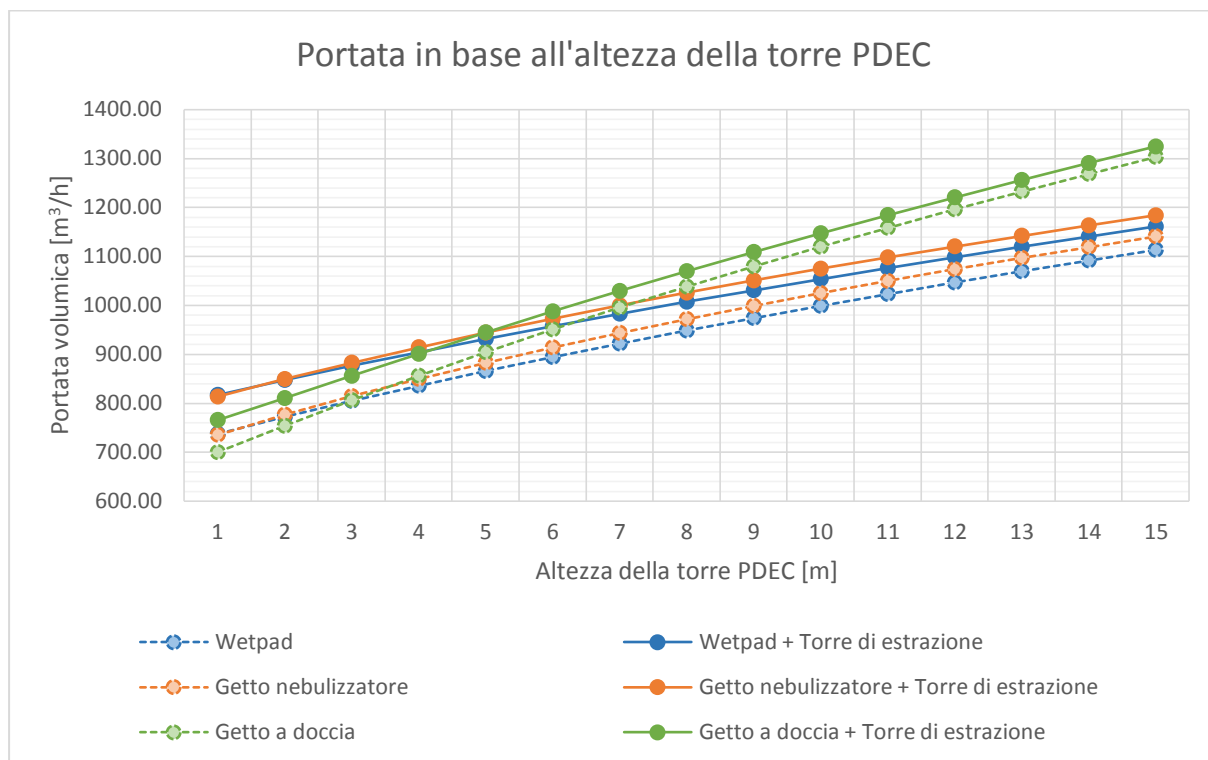


Fig. 5.31b – Grafico della portata volumica dovuto alle differenti altezze della torre PDEC.

Aumentando l'altezza della torre si nota un aumento sia delle prestazioni sia delle portate volumiche, tranne che per il sistema con getto nebulizzatore.

### 5.7.5.3. Simulazione del numero di piani

Il numero di piani serviti dalla torre evaporativa determina un incremento della portata volumica totale e delle prestazioni finali, poiché aumenta in partenza il volume dei locali da raffrescare. Il programma permette di inserire fino ad un massimo di 4 piani (Fig. 5.32).

N° piani dell'edificio	Distribuzione parziale delle portate volumiche			
	Portata al piano 1	Portata al piano 2	Portata al piano 3	Portata al piano 4
1	100%			
2	53%	47%		
3	37%	33%	30%	
4	29%	27%	24%	21%

Fig. 5.32 – Portate relative in funzione del numero di piani

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 400 micro m
	Portata d'acqua: 2,14 l/h	Portata d'acqua: 20 l/h

Fig. 5.33 – Caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua

I risultati delle simulazioni effettuate con le caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua di Fig. 5.33, sono riportati nelle Figg. 5.34.

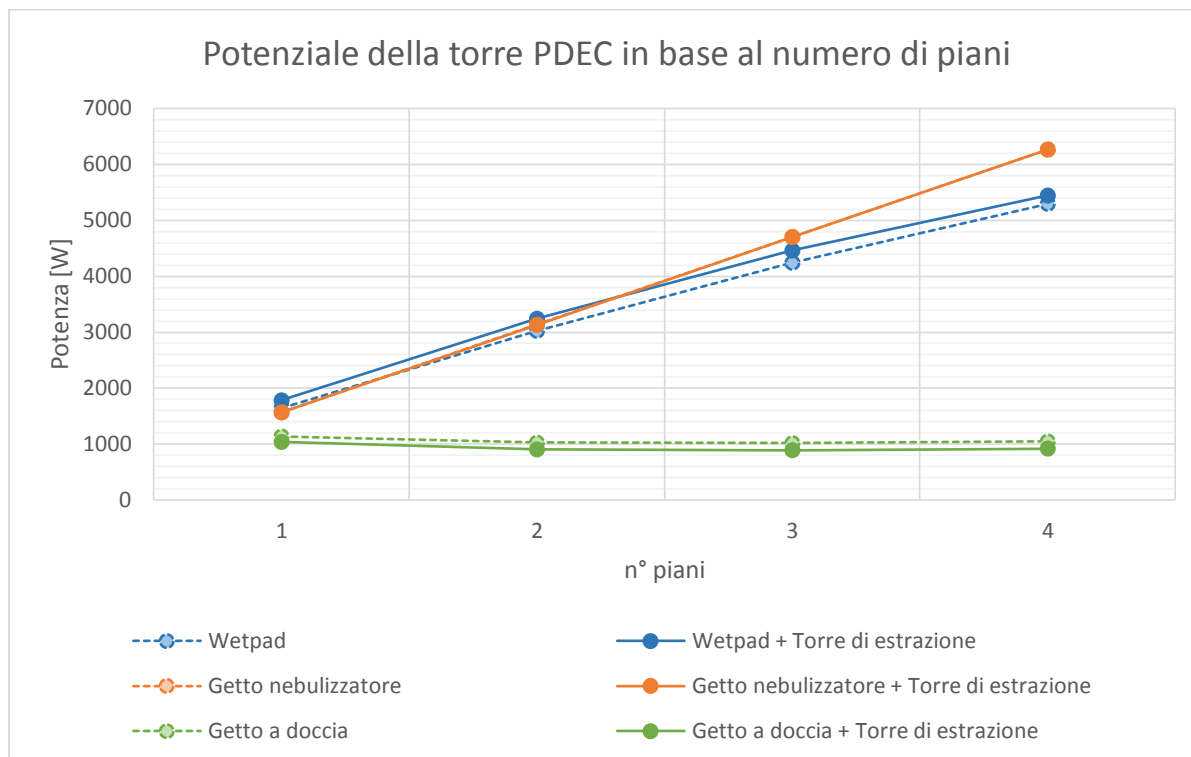


Fig. 5.34a – Grafico del potenziale al variare dei piani serviti della torre evaporativa.

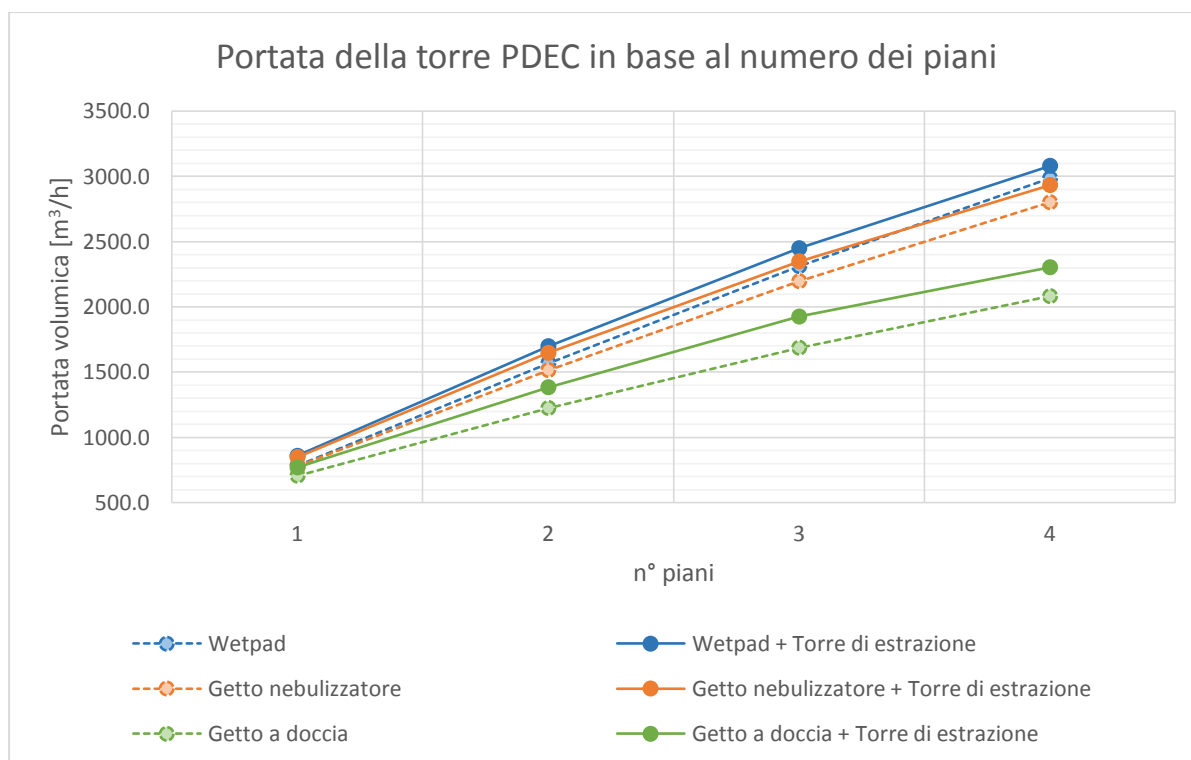


Fig. 5.34b – Grafico delle portate volumiche totali al variare dei piani serviti della torre evaporativa.

#### 5.7.5.4. Simulazione della lunghezza e dell'altezza del locale

Il software PHDC Airflow permette di modificare la profondità del locale nel quale viene distribuito il flusso d'aria. Quindi sono state messe a confronto le potenze e le portate del flusso d'aria raffrescato al variare della lunghezza del locale. L'intervallo scelto è compreso tra i 10m e i 50m. le caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua sono indicate in Fig. 5.35. Per il sistema a getto nebulizzatore al variare delle dimensioni del locale sono state calcolate le portate d'acqua corrispondenti, come richiesto dalle istruzioni del software. Successivamente sono state confrontate le prestazioni modificando l'altezza interna del locale nell'intervallo 2,7-5m (impostando una lunghezza pari a 10m). Le proprietà climatiche, le caratteristiche geometriche della torre evaporativa e della torre di estrazione sono state fissate come in precedenza, fatta eccezione per la descrizione del flusso interno all'edificio, poiché oggetto di studio di questa simulazione. Risultati nelle Figg. 5.36.

Wetpad	Getto nebulizzatore	Getto a doccia
Spessore: 0,05 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m	Distanza dal soffitto: 0,5 m
Free section: 1 m <sup>2</sup>	Diametro delle gocce: 20 micro m	Diametro delle gocce: 400 micro m
	Portata d'acqua: 2,14-1,17 l/h	Portata d'acqua: 20-10 l/h

Fig. 5.35 – Caratteristiche dei sistemi d'immissione dell'acqua

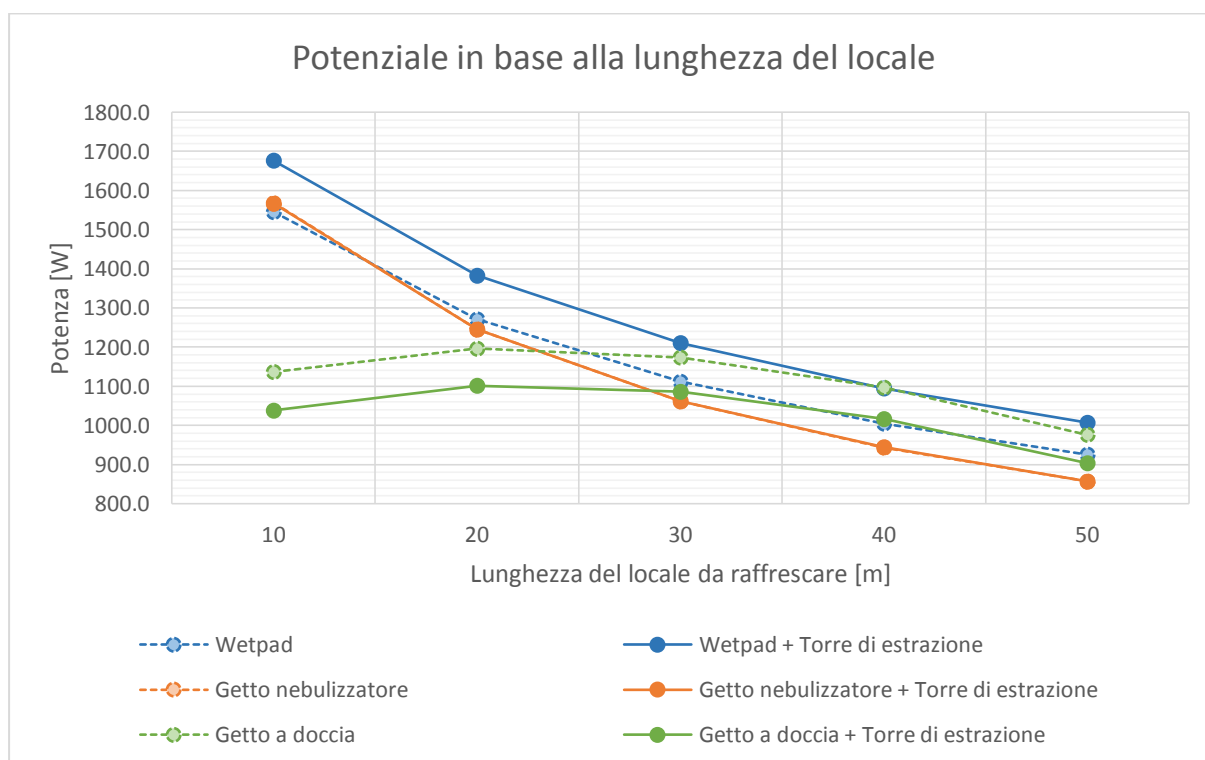


Fig. 5.36a – Grafico del potenziale al variare della lunghezza del locale servito dalla torre di raffrescamento.



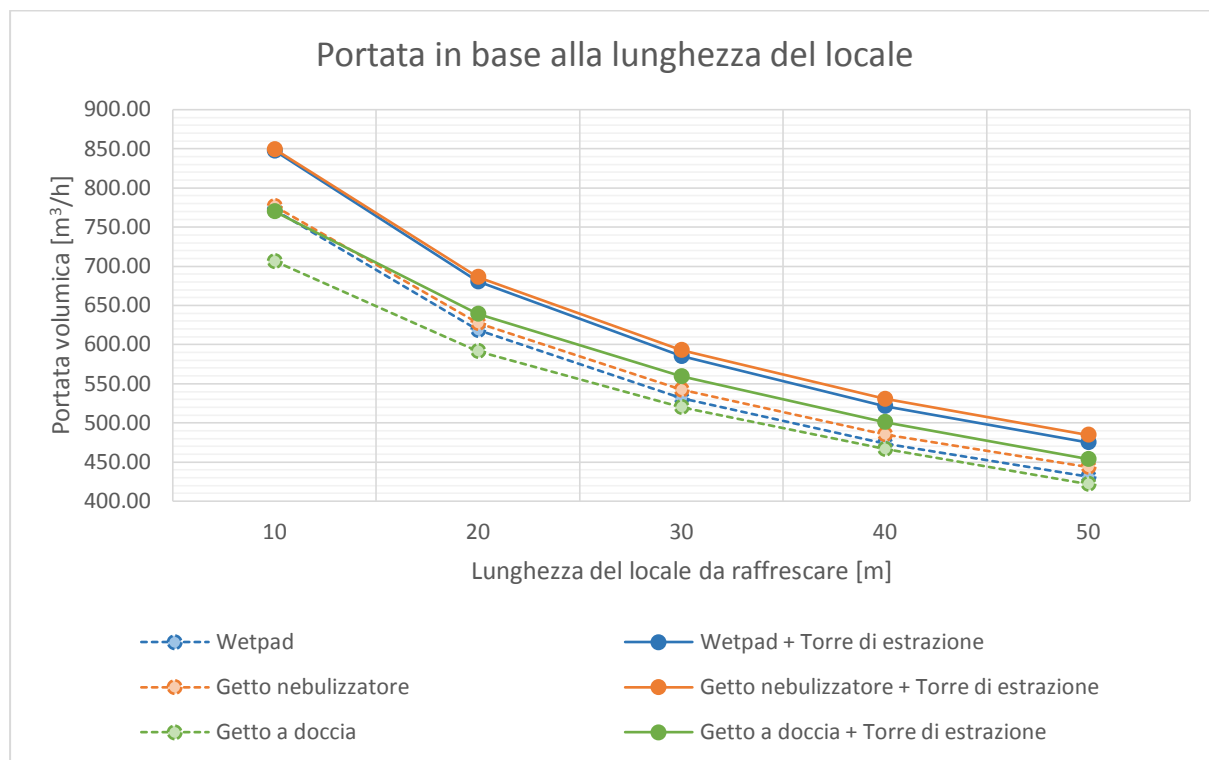


Fig. 5.36b – Grafico della portata volumica al variare della lunghezza del locale servito dalla torre evaporativa.

In generale, si può notare come la portata volumica del locale diminuisca man mano che aumenta la sua lunghezza. Questa tendenza è evidente anche nel grafico del potenziale. Tuttavia, in quest'ultimo, si può notare il diverso comportamento del sistema con getto a doccia, per cui il potenziale aumenta, per un breve tratto, e successivamente si allinea alla tendenza collettiva.

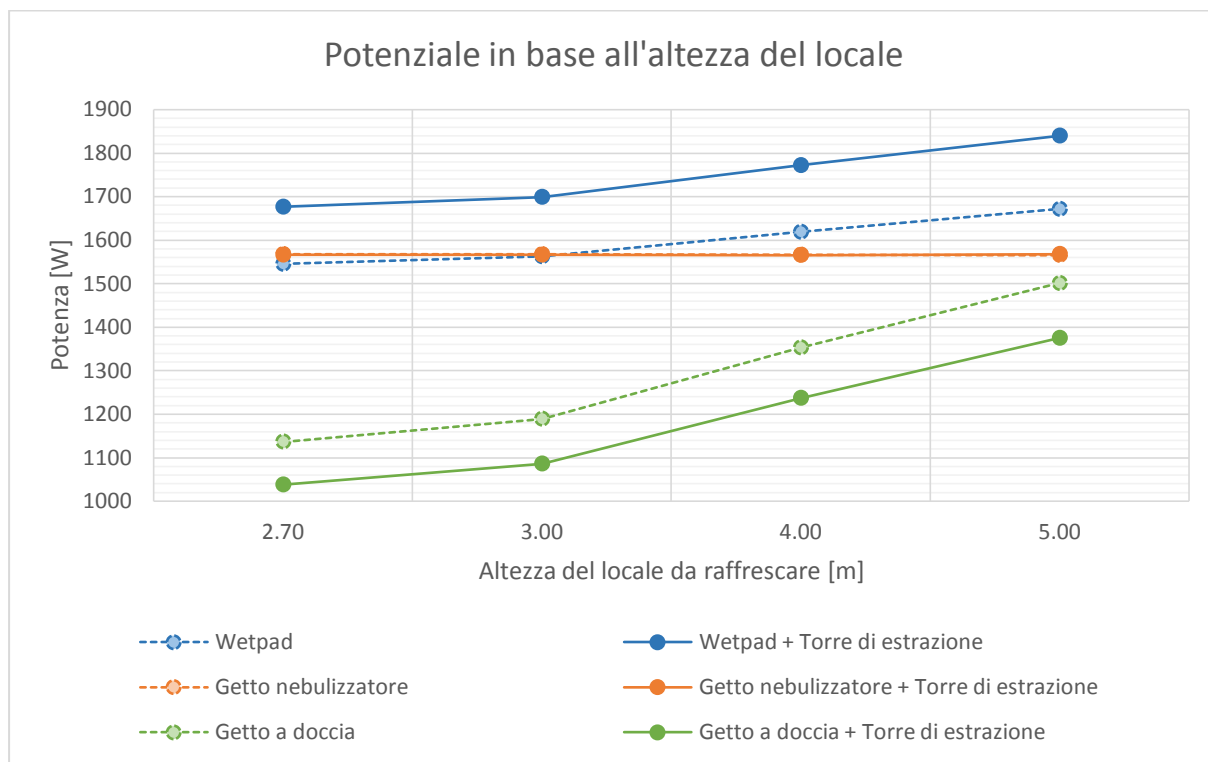


Fig. 5.36c – Grafico del potenziale al variare dell'altezza del locale servito dalla torre di raffrescamento.

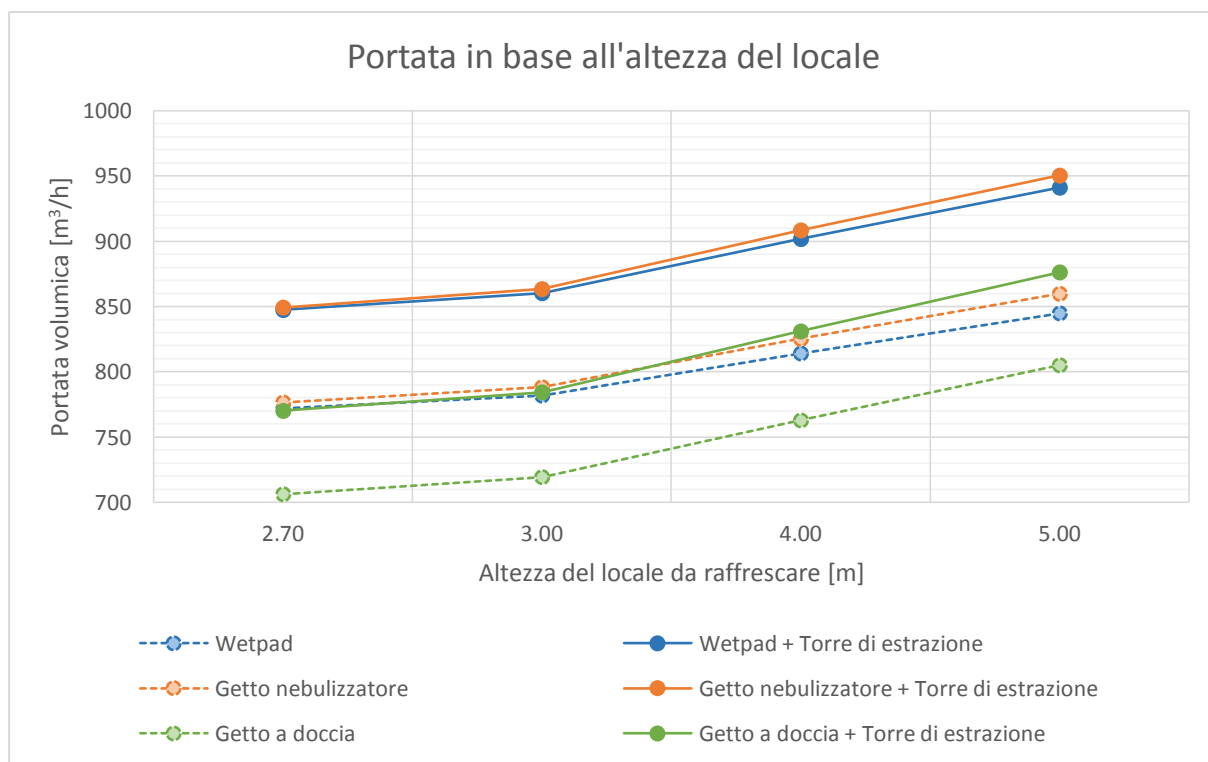


Fig. 5.36d – Grafico della portata volumica al variare dell'altezza del locale servito dalla torre evaporativa.

L'altezza del locale determina tre diversi comportamenti dei sistemi evaporativi: il sistema wetpad, all'aumentare dell'altezza del locale incrementa il potenziale e la portata, il sistema con getto

nebulizzatore mantiene costante il potenziale aumentando, invece, la portata volumica. Infine, il sistema con getto a doccia si comporta come il sistema wetpad presentando, tuttavia, un maggior incremento nel potenziale.

## 7. Riferimenti Bibliografici

### Cap. 1.1

ENEA (2013). *Rapporto Annuale Efficienza Energetica*. Dicembre 2013, Roma.

Terna Rete Italia (2013). *Previsioni della domanda elettrica in Italia e del fabbisogno di potenza necessario, anni 2013-2013*. 12 novembre 2013, Roma.

### Cap. 1.2

Achard, P. and R. Gicquel, editors (1987). *European Passive Solar Handbook*. Commission of the European Communities, DG XII, Bruxelles.

Allard, F., editor. *Natural Ventilation in Buildings, a Design Handbook*. James & James, London, UK.

Boutet, T.S. (1987). *Controlling Air Movement, a Manual for Architects and Builders*. McGraw-Hill Book Company, New York, NY, USA.

Castelli, L., curatela (2008). *Architettura Sostenibile*, UTET Wolters Kluwer Italia S.r.l., Milano.

Gallo, P., curatela (2005). *Progettazione Sostenibile*. Alinea, Firenze.

Grosso, M. (2011). *Il raffrescamento passivo degli edifici, in zone a clima temperato*. III ed., Maggioli, Sant'Arcangelo di Romagna (RN).

Givoni, B. (1994). *Passive and low energy cooling of buildings*. Van Nostrand Reinhold, New York, NY, USA.

Lechner, N. (2009). *Heating, Cooling, Lighting*. III ed., John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, USA.

Mazria, E (1980). *Sistemi Solari Passivi*. Muzzio Ed., Padova.

Santamouris, M. and D. Asimakopoulous, editors (1996). *Passive Cooling of Buildings*. James & James Ltd, London, UK.

Watson, D., editor (1993). *The Energy Design Handbook*. AIA Press, Washington, DC, USA.

Zappone, C. (2009). *La Serra solare*. II Ed., Sistemi Editoriali SE, Napoli.

### Cap:3

[1] H. Manz, H. Huber "Experimental and numerical study of a duct/heat exchanger unit for building ventilation", Energy and Buildings, Switzerland, 1999.

A. M. Idayu, S. B. Riffat "Review on heat recovery technologies for building applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, UK, 2011.

S. Kakaç, R. K. Shah, W. Aung "Handbook of single-phase convective heat transfer" Wiley and Sons, 1987.

C. A. Hviid, S. Svendsen "Analytical and experimental analysis of a low-pressure heat exchanger suitable for passive ventilation", Energy and Buildings, Denmark, 2010

Natvent "Heat recovery in natural ventilation design of buildings", National Report 28, Norway, 1998.

Riffat, Gan "Determination of effectiveness of heat-pipe heat recovery for naturally-ventilated buildings" Applied Thermal Engineering, UK, 1997

Gan, Riffat "A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery" Applied Thermal Engineering, UK, 1997

W. Y. Saman, S. Alizadeh "Modelling and performance analysis of a cross-flow type plate heat exchanger for dehumidification/cooling" Solar Energy, 2000

#### Cap 4

D. S. Kim and C. a. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options – a state-of-the-art review," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 1, pp. 3–15, Jan. 2008.

H. Kakiuchi, M. Iwade, S. Shimooka, and K. Ooshima, "Novel zeolite adsorbents and their application for AHP and Desiccant system," *IEA-Annex*, 2005

Y. Tashiro, M. Kubo, Y. Katsumi, and T. Meguro, "Assessment of adsorption-desorption characteristics of adsorbents for adsorptive desiccant cooling system," *Journal of materials*, vol. 9, pp. 1315–1319, 2004.

U. Lucia, "Adsorber efficiency in adsorbtion refrigeration," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 570–575, 2013.

R. Wang and R. Oliveira, "Adsorption refrigeration—An efficient way to make good use of waste heat and solar energy☆," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, no. 4, pp. 424–458, 2006.

M.H. Simonot-Grange, Thermodynamics and structural features of water sorption in zeolites, Clays and Clay Minerals 27(6) (1979) 423-428.

K.G. Vemulapalli, Physical Chemistry, Prentice Hall, India, 1993.

#### Cap. 6

Ford, B, Schiano-Phan, R & Francis, E (eds.) (2010). The architecture & engineering of Dwindraught cooling. A design sourcebook, PHDC press, UK.

Grosso, M (2011). Il raffrescamento passivo degli edifici in zone a clima temperato, III ed., Maggioli, Santarcangelo di Romagna (RN).

Salmeron, JM, Sánchez, FJ, Sánchez, J, Álvarez, S, Molina, LJ & Salmeron, R (2012). 'Climatic applicability of downdraught cooling in Europe', Architectural Science Review, vol. 55, nr. 4, pp. 259-272.

Stull, R (2011). 'Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature', Journal of applied meteorology and climatology, vol. 50, pp. 2267-2269.

Xuan, H & Ford, B (2012). 'Climatic applicability of downdraught cooling in China', Architectural Science Review, vol. 55, nr. 4, pp. 273-286.